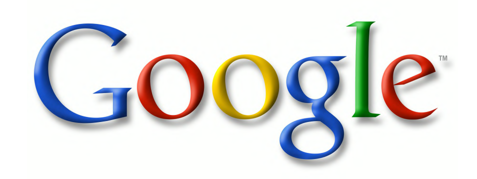
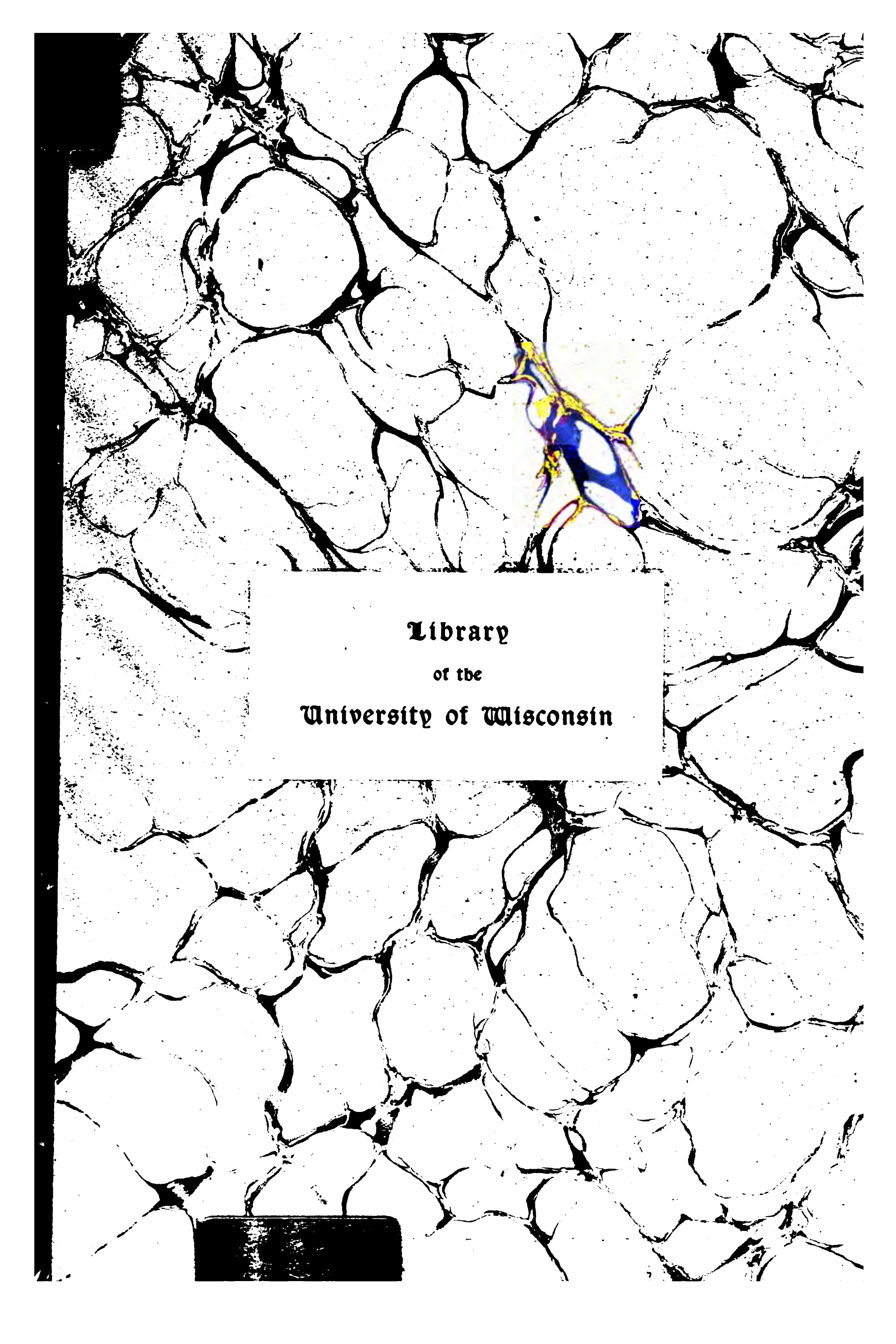
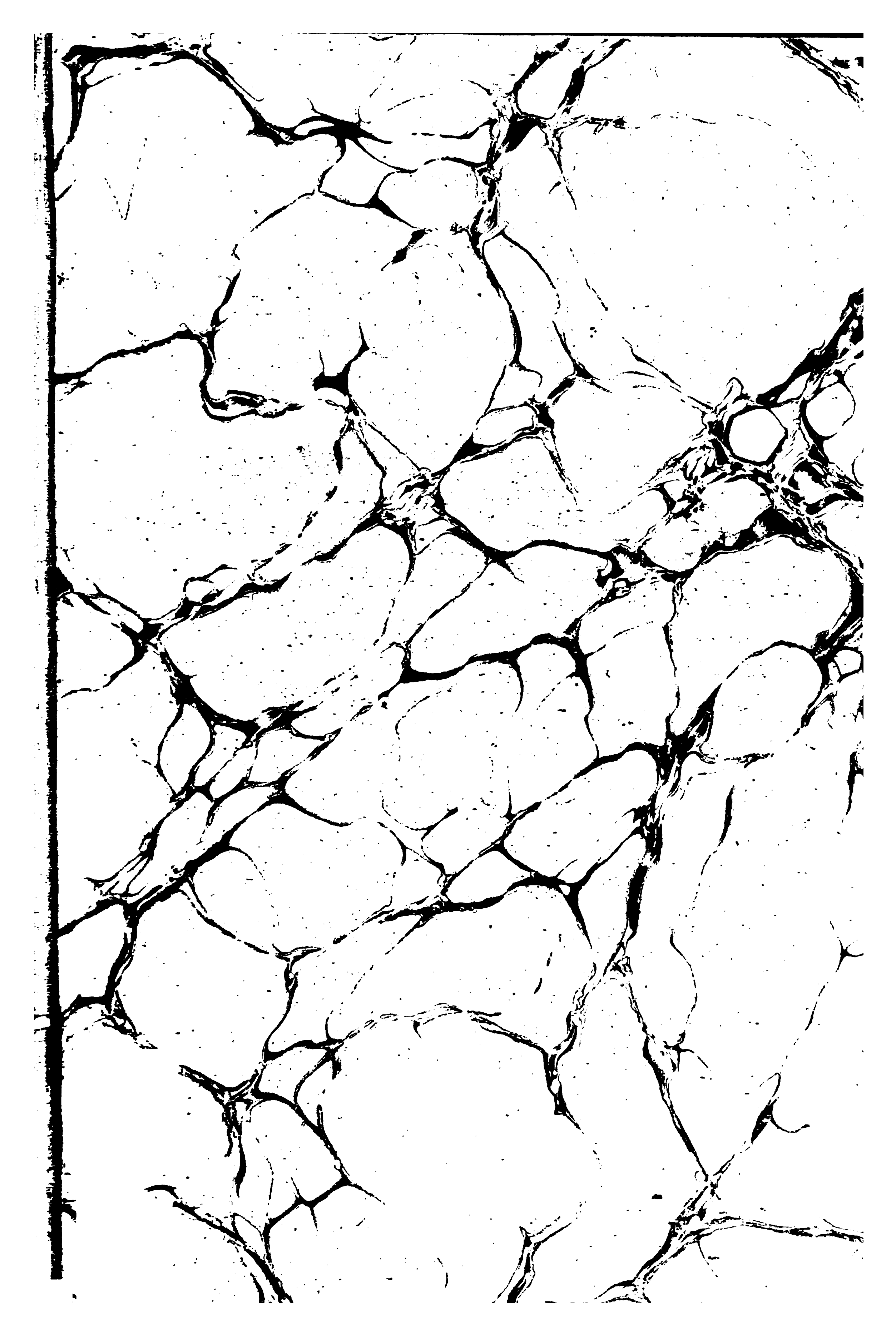






LES

MOTEURS A ESSENCE

POUR AUTOMOBILES

DU MÊME AUTEUR

Leçons sur les méthodes de mesures industrielles des courants continus. In-4° de 568 pages, avec figures, lithographié.. **16 fr.**

La voiture automobile de course en 1903. Une brochure in-8, avec figures.. **1 fr.**

POUR PARAITRE PROCHAINEMENT

La navigation aérienne.

L'alcool et ses applications industrielles.

L. MARCHIS

PROFESSEUR ADJOINT DE PHYSIQUE
A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX
LAURÉAT DE L'INSTITUT (PRIX PLUMEY)

LES MOTEURS A ESSENCE POUR AUTOMOBILES

LEÇONS PROFESSÉES
A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX

Deuxième édition, augmentée d'un supplément

PARIS (VIe)
Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR
49, Quai des Grands-Augustins, 49

1905

A MONSIEUR

GEORGES B. SAINT-CHAFFRAY

Secrétaire de la Commission extra-parlementaire

et de la Sous-Commission Technique des Automobiles

Hommage de respectueuse sympathie.

PRÉFACE

L'ouvrage que nous publions aujourd'hui est la reproduction de nos leçons faites pendant l'hiver 1902-1903 à la Faculté des Sciences de Bordeaux devant un public composé en majeure partie d'Ingénieurs. Le désir d'intéresser des auditeurs compétents en mécanique appliquée et connaissant les principes sur lesquels reposent la construction et le fonctionnement des moteurs d'automobiles, nous a conduit à limiter notre sujet à l'étude du seul moteur à essence. Nous avons pu ainsi traiter cette question avec les développements qu'elle comporte et fournir à nos auditeurs quelques renseignements utiles pour la pratique de l'industrie. Nous nous proposons d'étudier plus tard avec la même ampleur le moteur à vapeur et le moteur électrique; le premier vient en effet, dans ces dernières années, de montrer qu'au point de vue de l'automobilisme, il ne le cède en rien au moteur à essence.

L'histoire du développement de l'industrie automobile sert d'introduction naturelle à l'étude du moteur à essence. Cette industrie, née en France avec Cugnot et Lenoir, n'a en effet pris l'essor merveilleux qui nous étonne aujourd'hui, qu'à partir du moment où Daimler d'une part, de Dion et Bouton de l'autre, ont créé le moteur à essence léger, robuste, susceptible de tourner à un très grand nombre de tours. Ce moteur appliqué à la locomotion automobile par des constructeurs tels que Panhard et Levassor, Peugeot, de

Dion et Bouton, Renault, Darracq, sans oublier les ingénieurs de Cannstatt, permet d'accomplir sur route des randonnées qui, il y a peu d'années, semblaient tout à fait irréalisables. Un succès si complet a été obtenu par une étude systématique des divers éléments de ce moteur, de son refroidissement, de sa carburation, de son allumage, etc... C'est l'exposé des principaux résultats de cette étude qui fait l'objet des divers chapitres de cet ouvrage.

Le chapitre 1er est consacré à *l'étude des divers types de moteurs à essence employés en automobilisme* et, en particulier, à celle du moteur le plus répandu, *le moteur à quatre temps*. Après avoir donné le principe de ce moteur, nous avons montré comment on pouvait en faire l'étude expérimentale soit au point de vue de la puissance indiquée au moyen des appareils de MM. Hospitalier et Carpentier ou de M. Mathot, soit au point de vue de la puissance effective au moyen de la méthode si simple et si ingénieuse des moulinets dynamométriques du colonel Renard.

L'explosion qui se produit dans le moteur élève considérablement la température de ses parois; elle ne tarderait pas à en rendre le fonctionnement impossible si l'on ne prenait pas soin de le refroidir. L'étude de ces *moyens de refroidissement* fait l'objet du chapitre II : les divers systèmes fondés sur l'action de l'air ou de l'eau, sur l'emploi d'un thermo-siphon ou d'une pompe sont passés en revue et discutés au point de vue de leurs avantages et de leurs inconvénients; les modes de construction des radiateurs sont indiqués avec soin ainsi que l'ordre dans lequel doivent être disposés les divers organes du refroidissement d'une voiture.

Le mélange tonnant est introduit dans le moteur au moyen de la soupape d'aspiration et les gaz brûlés sont rejetés à l'extérieur par l'intermédiaire de la soupape d'échappe-

ment. Si l'ouverture et la fermeture de cette dernière sont toujours commandées par une came, il n'en est pas de même pour la soupape d'admission ; elle peut être automatique ou commandée. Le chapitre III a pour but de déterminer les *cas où la soupape d'admission commandée constitue un élément de complication inutile et ceux dans lesquels il est nécessaire d'ouvrir et de fermer cette soupape au moyen d'une came :* il contient, en outre, l'exposé des diverses combinaisons mécaniques qui permettent de parvenir à ce but.

En sortant de la soupape d'échappement, les gaz brûlés donneraient lieu à la production de phénomènes sonores très désagréables si on ne prenait pas soin d'étouffer ce bruit au moyen d'appareils spéciaux appelés *pots d'échappement ou silencieux;* ces appareils doivent remplir le but que l'on se propose en réduisant au minimum la résistance à l'échappement c'est-à-dire en diminuant le moins possible la puissance du moteur. Le chapitre IV contient la description de quelques-uns des types de silencieux qui ont été proposés.

Lorsqu'une soupape n'est pas automatique, il importe de pouvoir régler son ouverture, soit qu'on laisse cette ouverture entièrement ouverte ou entièrement fermée, soit qu'on la règle d'une manière progressive. Les avantages et les inconvénients de l'une ou de l'autre de ces méthodes, les dispositifs qui permettent de les réaliser sont exposés dans le chapitre V qui traite de la *Régulation des moteurs*. Les mécanismes souvent ingénieux qui produisent cette régulation en agissant soit sur l'admission, soit sur l'échappement, sont représentés par de nombreux schémas qui les rendent faciles à comprendre.

Sous quelle forme la voiture automobile emporte-t-elle son combustible? L'essence à l'état liquide est contenue dans des réservoirs dont l'étanchéité et la bonne construc-

tion doivent être particulièrement soignées ; un grand nombre d'incendies de voitures proviennent en effet de fuites qui se sont produites soit dans le réservoir soit dans la tuyauterie qui amène l'essence au carburateur. Les précautions à prendre pour la mise en état de ces appareils sont surtout importantes depuis l'apparition des canots automobiles. Le chapitre VI, emprunté à un travail récent de M. Bochet, indique les *règles à suivre pour éviter des accidents provenant de la mauvaise construction de ces parties des voitures automobiles.*

L'essence liquide venant du réservoir doit être vaporisée et mélangée avec l'air avant d'entrer dans le moteur. Cet office est dévolu au *carburateur*. Pendant longtemps, on n'a pas compris toute l'importance de cet organe; on l'a un peu délaissé pour reporter tous ses soins sur le mécanisme de distribution; à un moteur dont la partie mécanique était des plus soignées, on adaptait un carburateur quelconque. Cependant, le bon fonctionnement du carburateur est un des facteurs essentiels de la marche économique et à grande puissance d'un moteur. Il importe que le mélange gazeux préparé ait la constitution et la composition qui conviennent le mieux aux conditions de marche de la voiture. A chacun de ces modes de fonctionnement correspond pour le moteur un aliment spécial ; le carburateur doit savoir préparer de lui-même, sans l'intervention du conducteur, la ration qui donne des ailes à la voiture. De grands progrès ont été faits de nos jours dans la construction des carburateurs. Nous les avons exposés dans le chapitre VI qui contient la description, non seulement des types ordinaires de carburateurs à léchage et à giclage, mais encore des carburateurs Krebs, Chenard et Walcker, Sthénos qui, le premier corrige les troubles qu'apportent dans la carburation les allures variables du moteur, tandis que les autres dimi-

nuent assez ces causes de trouble pour qu'elles n'aient pas d'influence sur la bonne marche du moteur, que celui-ci tourne à 200 ou à 1.000 tours.

Le mélange formé dans le carburateur est aspiré dans le cylindre par le piston ; après l'avoir comprimé, il faut le faire exploser. Différents procédés sont employés pour atteindre ce but. Les uns sont fondés sur l'incandescence d'un tube creux chauffé par un brûleur convenable; une partie du mélange tonnant comprimé vient au contact des parois du tube portées à une très haute température ; cette portion fait explosion et celle-ci se propage dans le reste du mélange. D'autres exploseurs utilisent les propriétés dites *catalytiques* du platine ou des alliages de ce corps avec d'autres métaux de la même famille. Le chapitre VII a pour but d'indiquer les *conditions de fonctionnement de ces modes d'allumage*.

Mais l'allumage qui est actuellement le plus employé sur les automobiles est celui qui est réalisé par une étincelle électrique. Cette étincelle, qui doit être suffisamment chaude, est soit *une étincelle d'induction*, soit une *étincelle d'extra-courant de rupture*. Le chapitre VIII étudie *l'allumage par étincelle d'induction*, lorsque celle-ci, produite au moyen d'une bobine de Ruhmkorff, utilise comme générateur d'électricité une pile ou un accumulateur. Après avoir rappelé rapidement la constitution de la bobine de Ruhmkorff, et les lois fondamentales des courants d'induction, nous étudions avec soin le cas où le circuit secondaire de cette bobine est interrompu en l'un de ses points ; les phénomènes qui se produisent dépendent des propriétés des courants à haute fréquence, propriétés dont l'exposé peut se faire d'une manière élémentaire. *L'étude des piles et des accumulateurs d'allumage* termine ce chapitre.

Les difficultés d'isolement du fil secondaire de la bobine

d'allumage, les nombreuses pannes causées par l'emploi des piles et surtout des accumulateurs, ont conduit à remplacer ces sources d'électricité par une autre moins délicate à manier, la machine magnéto ou la machine dynamo. Le courant fourni par celle-ci peut être employé de deux façons : ou bien il donne naissance par la rupture de son circuit à une étincelle d'extra-courant, ou bien il sert à alimenter une bobine d'induction. Le premier système a l'avantage de ne plus nécessiter l'emploi de la bougie d'allumage, le second supprime pour les partisans de la bougie les pannes résultant de l'emploi des piles et des accumulateurs. Les divers systèmes proposés pour réaliser ces conditions d'allumage sont exposés dans le chapitre IX avec lequel se termine l'étude du moteur considéré en lui-même, indépendamment du châssis sur lequel on doit le monter.

Cette étude est incomplète. Comme nous l'a fait si aimablement remarquer M. G. B. Saint-Chaffray, secrétaire de la Commission extra-parlementaire des automobiles, elle demanderait un chapitre réservé au graissage du moteur, à l'exposé des propriétés des huiles, exposé conduisant à indiquer quel est d'une part le meilleur mode de graissage et d'autre part quelle qualité d'huile doit être chaque fois choisie. Nous réservons ces questions d'un si grand intérêt pour une publication spéciale dont nous sommes en train de réunir les éléments.

Le mouvement de rotation de l'arbre du moteur, le mouvement rectiligne-alternatif de son piston font naître des forces d'inertie qui, variant rapidement avec la vitesse, deviennent susceptibles de nuire à la conservation des organes de la machine. De plus le caractère périodique de ces actions perturbatrices a pour effet de produire dans le support du moteur, c'est-à-dire dans le châssis sur lequel il est monté, des trépidations à la fois désagréables pour les

voyageurs et nuisibles pour l'état d'entretien du mécanisme. Pour diminuer l'influence de ces forces d'inertie, il convient *d'équilibrer* les moteurs. Nous avons indiqué dans le chapitre x les *principes de mécanique sur lesquels sont fondées les méthodes d'équilibrage.* Après avoir développé ces méthodes soit dans le cas de l'équilibrage d'un organe animé d'un mouvement de rotation, soit dans celui de l'équilibrage d'un organe animé d'un mouvement rectiligne alternatif, nous avons appliqué les théorèmes démontrés à l'équilibrage des divers types de moteurs employés en automobilisme, moteurs à un seul cylindre du type de Dion, du type Bardon ou du type Gobron-Brillié ; moteurs à deux cylindres, à trois cylindres du type Caplet, à quatre cylindres du type ordinaire dit équilibré et du type Hautier. Nous avons terminé en donnant la solution générale de l'équilibrage d'un moteur à quatre cylindres et en montrant comment on est conduit à la solution symétrique si élégante d'Otto Schlick.

Nous sommes heureux d'adresser nos remerciements à tous ceux qui ont bien voulu nous signaler les imperfections que contenaient les feuilles autographiées du cours que nous publions aujourd'hui, à MM. L. Périssé et G. B. Saint-Chaffray qui nous en ont signalé les lacunes, à M. le colonel d'artillerie Béraud, qui s'est imposé la tâche ingrate de nous aider dans la correction des épreuves.

M. G. B. Saint-Chaffray a bien voulu accepter l'hommage de ce livre ; nous le remercions vivement de cette marque si précieuse d'estime et de sympathie.

Bordeaux, le 25 novembre 1903.

INTRODUCTION

LE DEVELOPPEMENT DE L'INDUSTRIE AUTOMOBILE

La voiture automobile, née en France à la fin du XVIIIe siècle, a provoqué dans notre pays un mouvement industriel qui date cependant à peine de quelques années. C'est, en effet, à la suite du triomphe de Levassor dans la course Paris-Bordeaux-Paris que l'industrie automobile a réellement pris l'essor merveilleux que nous constatons aujourd'hui. Avant 1895, l'automobilisme préoccupait un très petit nombre d'initiés; après l'épreuve que je viens de rappeler, le monde du Sport voulut être chauffeur et fit affluer les commandes chez les constructeurs. Tous, en effet, avaient été frappés tant par l'endurance remarquable de Levassor que par la perfection mécanique du moteur et de la voiture que le célèbre chauffeur avait dirigée de bout en bout sans désemparer, pendant les quarante-huit heures employées à faire les 1.175 kilomètres de l'aller et du retour. La voiture mécanique de tourisme, rapide et légère, était trouvée; elle ne devait pas cesser de se perfectionner.

En effet, à partir de cette époque, les progrès de l'industrie automobile sont vraiment merveilleux; il ne se passe pas de mois, je dirai presque de semaine, qui ne voie apparaître un nouveau perfectionnement. Les constructeurs ne reculent devant aucun essai si dispendieux qu'il soit; des ingénieurs éminents, mettant leur science au service de la pratique, étudient les conditions de fonctionnement du nouveau mode de

locomotion[1] et indiquent aux praticiens la voie qui peut les conduire à de nouveaux perfectionnements. Cette coordination d'efforts ne tarde pas à produire les meilleurs résultats ; elle amène, en peu d'années, la voiture automobile à un état de perfectionnement qui semble ne devoir progresser que d'une manière lente. Une étude didactique des conditions d'établissement d'une telle voiture semble aujourd'hui possible et ne risque pas d'être trop rapidement démodée.

C'est ce travail que nous entreprenons aujourd'hui en débutant par l'étude détaillée du moteur qui est l'un des organes principaux de cette voiture.

1. Cugnot. — Le premier qui ait construit un véhicule à traction mécanique marchant sur route est *Cugnot*[2], ingénieur militaire français de la fin du XVIIIe siècle. La voiture, ou *fardier*, de Cugnot était une voiture à vapeur établie en vue de faciliter les transports d'artillerie. Construite sur l'ordre du duc de Choiseul, alors ministre de la Guerre, cette voiture fut essayée en présence de M. de Choiseul, du général de Gribauval et d'autres nombreux témoins ; l'expérience fut satisfaisante, mais certains défauts de proportion ayant causé des interruptions dans la marche, une nouvelle voiture fut commandée à l'ingénieur. Malheureusement survint la chute du ministère et le second fardier à vapeur, terminé en 1771, fut déposé aux établissements d'artillerie dans l'attente d'un essai ; sauvé des mains des démolisseurs en 1793, par L.-N. Rolland, il excita l'intérêt de Bonaparte, qui le signala à l'Institut ; mais, cette fois encore, la campagne d'Égypte vint empêcher les

1. G. Forestier, *Essai d'une étude didactique des conditions d'établissement d'une voiture à traction mécanique sur route* (*Génie Civil*, t. XXXV, 1899) ;

De Chasseloup-Laubat, *la Voiture automobile de course à la fin de* 1900 (*Bulletin de la Société des ingénieurs civils*, février 1901) ;

L. Bochet, *les Automobiles à Pétrole* (*Annales des Mines*, 9e série, t. XVII, 1900).

2. Joseph Cugnot, né à Void, en Lorraine, en septembre 1725, s'occupa surtout d'art militaire ; il a laissé d'intéressants ouvrages sur la façon dont on comprenait la fortification au XVIIIe siècle; il mourut en 1804 à Paris, n'ayant pour tout moyen d'existence qu'une pension de 1.000 francs qui lui avait été accordée par Napoléon Ier.

essais. Actuellement le fardier de Cugnot, conservé dans les collections du Conservatoire des Arts et Métiers à Paris, attend encore des essais[1].

2. Développement de l'industrie automobile en Angleterre de 1800 à 1836. — La tentative de Cugnot reste sans écho dans notre pays; c'est en Angleterre que se développe, de 1800 à 1836, l'automobile à vapeur[2].

3. Trevitick. — En 1803, Trevitick construit une voiture mécanique qui parcourt environ 150 kilomètres, montrant la première transmission de force par engrenages qui ait été appliquée aux automobiles.

4. Griffiths. — En 1821, Griffiths emploie, pour produire la vapeur, une chaudière formée de rangées superposées de tubes horizontaux, dans lesquels l'eau commence par se vaporiser et

1. Le fardier de Cugnot est un tricycle dont la roue avant est à la fois motrice et directrice, disposition avantageuse pour les vitesses modérées, l'application de la force motrice aux roues arrière obligeant soit à sacrifier l'adhérence d'une des deux roues dans les tournants, soit à recourir à l'emploi du différentiel.

Le fardier de Cugnot est décrit dans différentes publications parmi lesquelles nous citerons :

La *Revue d'Artillerie* (octobre 1900), qui reproduit des documents authentiques établissant la priorité de Cugnot comme créateur du premier véhicule à traction mécaniqne; elle donne, notamment, le curieux mémoire du général de Gribauval et le rapport de L.-N. Rolland, commissaire général et ordonnateur des guerres;

Le *Génie Civil* (t. xxxv, 1899, p. 55) [étude de M. G. Forestier, déjà citée];

Gérard Lavergne, *Manuel théorique et pratique de l'automobile sur route*, p. 2 (Paris, Ch. Béranger, 1900).

2. On trouve des détails sur le développement de l'industrie automobile en Angleterre de 1800 à 1836, dans les publications suivantes :

Journal of the Society of Arts (27 décembre 1895, 3 et 10 janvier 1896); *Canter Lectures; Developements of Motor Carriages;*

The Automotor (n° 7, p. 250, avril 1897);

The Auto-car (12 septembre 1896, p. 550);

The Automotor and Horseless Vehicle Journal (n° 5, p. 196; n° 15, décembre 1897, p. 105; n° 7, avril 1897, p. 250);

The Engineering Magazine (septembre et décembre 1897; janvier 1900);

Worby Beaumont, *Motor Vehicles and Motors*, 2e édition (Westminster, Archibald Constable, 1902);

Gérard Lavergne (*loc. cit.*, p. 4 à 12);

G. Forestier (*loc. cit.*, p. 57 à 59).

finit par se surchauffer; c'est là le plus ancien spécimen des générateurs tubulaires aujourd'hui si répandus.

5. Burstall et Hill. — En 1824, Burstall et Hill construisent une voiture rappelant comme forme générale nos mails à quatre chevaux; à l'arrière, le générateur, chauffé par un foyer, muni d'une assez longue cheminée, alimente deux cylindres verticaux à balanciers, qui impriment au véhicule une vitesse de 6 à 7 kilomètres à l'heure. Dans cette voiture, nous voyons apparaître le *silencer*, destiné à amortir le bruit de la vapeur d'échappement.

6. Gurney, Hancock. — Mais les voitures qui acquièrent le plus de succès sont les voitures automotrices de Gurney[1] (1828) et surtout celles de Hancock[2] (1829-1833). Avec des voitures de Gurney, sir Ch. Dance organise entre Gloucester et Cheltenham un service régulier, à quatre départs journaliers; la distance de 14 kilomètres et demi est franchie en quarante-cinq minutes, une heure au plus. Du 21 février au 22 juin 1893, ces voitures effectuent plus de 6.400 kilomètres, transportant

1. Le *London Courier* du 10 septembre 1827 contient une description élogieuse de la première voiture à vapeur de Gurney.

La description très détaillée de la voiture de Gurney se trouve dans Worby Beaumont (*loc. cit.*, p. 14 à 17).

2. Hancock construisit différentes sortes de véhicules tous décrits dans l'ouvrage de Worby Beaumont (p. 8 à 12). Ils sont désignés par les noms suivants : *l'Infant* (1830-31) ; *l'Era* (1832), construit pour « the London and Brighton steam Carriage Company », et utilisé pour le service entre Londres et Greenwich ; *l'Entreprise* (1832), construit pour « the London and Paddington steam Carriage Company » ; *l'Autopsy* (1833), avec lequel Hancock alla à Brighton et qui fit un service journalier de six mois entre Finsbury Square et Pentonville ; *l'Erin* (1834), qui, avec *l'Autopsy*, fit, depuis le milieu d'août jusqu'à la fin de novembre le service entre la cité de Londres, Moorgate et Paddington, transportant 4.000 voyageurs. Cette même voiture fit, en août 1835, le voyage Londres-Malborough et retour, puis plus tard, le voyage Londres-Birmingham et retour ; elle servit de type à un grand nombre de voitures construites pour « the London and Birmingham steam Coach Company », qui venait d'être fondée. Enfin des voitures construites sur le type dit *l'Automation*, firent, en 1836, un service régulier entre Stratford, Paddington et Islington ; ce service dura environ huit mois et, pendant ce temps, les voitures parcoururent environ 4.200 milles (6.700 kilomètres environ), transportant 12.761 voyageurs et traversant la Cité environ 200 fois. Hancock a publié en 1838 une relation détaillée de ces essais.

ainsi 3.000 personnes. Le 23 juin, l'essieu de l'une d'elles se rompt, et cet accident sans gravité est l'origine d'une campagne fort vive contre les automobiles [1].

7. Locomotive Act (1836). — Cette campagne est menée [2], disent les uns, par les Compagnies de chemins de fer et celles de roulage ; elle est justifiée [3], disent les autres, par l'imperfection des mécanismes, par la fréquence et la gravité des dérangements, par les dégradations des routes. Quoi qu'il en soit, elle aboutit au vote par le Parlement, en 1836, du *Locomotive Act.* Des droits énormes sont établis sur les transports par automobiles; les roues sont astreintes à une largeur de jante démesurée ou à des droits de circulation énormes ; enfin, les voitures doivent être précédées sur les routes d'un homme marchant au pas et agitant un drapeau rouge. Ce règlement équivaut, en somme, à une prohibition : et, en fait, jusqu'au 15 août 1896, date toute récente de l'abrogation du « Locomotive Act », il ne circule plus en Angleterre que quelques locomotives routières ou de rares voitures légères [4].

8. Essai de voiture à vapeur en France (1835). — C'est en France que renaît à cette époque l'idée automobile.

1. Outre les constructeurs que nous venons de citer, il convient d'indiquer les noms de : *William Alltoft Summers* et *Nathaniel Ogle* (1831) qui construisent une voiture faisant jusqu'à 48 kilomètres à l'heure; *Maceroni et Squires* (1834-1835) ; *Dr Church*, dont la chaudière est remarquable pour cette époque ; *Henry James*, qui emploie dans les transmissions le joint à la cardan; *Scott Russel*, qui construit des voitures faisant le service entre Glasgow et Paisley.

2. Opinion très développée par M. Louis Lockert dans le second volume des *Véhicules Automobiles* et par M. de Chasseloup-Laubat, dans *les Poids lourds* du Catalogue officiel de l'Exposition d'Automobiles à Paris en 1898.

3. Opinion admise par M. G. Forestier dans l'étude déjà citée. M. Forestier s'appuie sur le témoignage de MM. Gaby-Cazalat et C. Muyaud (1833) et sur les conclusions du Jury des épreuves du concours de Liverpool en 1898.

D'ailleurs, les aggravations de taxes (heavy tolls) réclamées aux voitures mécaniques par les corporations chargées de l'entretien des routes, se trouvent amplement justifiées par les réflexions des Ingénieurs des Ponts et Chaussées délégués au *Concours des Poids lourds* de Versailles en 1898.

4. M. Worby Beaumont a fait un historique détaillé de cette période dans l'ouvrage déjà cité (Chap. II : *The intermediate Period*, p. 28 à 41).

Il convient de signaler les locomotives routières (*Road Steamer*) construites par

En 1835, une voiture anglaise du système Gurney est introduite en France par *Asda*. Le 10 février, elle effectue le voyage de Paris à Versailles et retour en quatre heures et demie avec un séjour de quarante-deux minutes à Versailles. La pression de la vapeur dans la chaudière atteint 11 atmosphères ; la puissance de la machine est de 14 chevaux ; le poids de la voiture et son chargement est de 4.500 kilogrammes. Le 15 mars 1835, la même voiture effectue en quatre heures vingt-neuf minutes le voyage de Paris à Saint-Germain et retour, y compris les arrêts à Nanterre, aller et retour, pour le renouvellement de l'eau, ainsi que le séjour à Saint-Germain, soit en tout soixante-deux minutes.

Malgré l'enthousiasme produit par le succès de ces voyages, enthousiasme dont nous trouvons des traces dans les articles du *Constitutionnel*, on semble, en France, à cette époque, avoir abandonné le véhicule automoteur pour étudier les véhicules remorqueurs.

9. Remorqueur sur routes. Dietz (1835). — Dans cet ordre d'idées, entre autres inventeurs, il convient de citer *Dietz* qui, en 1835, construit un remorqueur voyageant sur les routes ordinaires. Cet ingénieur mérite une mention spéciale, car il semble avoir été le premier à pressentir l'utilité des bandages élastiques. Ne disposant d'aucun moyen pratique de réaliser ce desideratum, il cherche à y arriver en interposant d'abord une couche de feutre goudronné, puis du liège, puis du caoutchouc, entre la jante proprement dite et le bandage de roulement maintenu par des joues latérales boulonnées sur la jante. Dietz imagine aussi de réunir les rais en bois de ces roues dans un boîtier métallique faisant moyeu. Le 26 septembre 1835, un de ces véhicules fait en une heure et demie

Rickett, en 1858, pour le marquis de Stafford et, en 1860, pour le comte de Caithess : la locomotive routière (*Road Steamer*) due à Carrett et Marshall de Leeds en 1862 ; la voiture à vapeur (*Steam Carriage*) de Yanow (1862) qui marque déjà un grand progrès ; celle de Holt (1866-67) qui parcourt sur une route ordinaire de 30 à 35 kilomètres à l'heure et monte des côtes de déclivité égale à 10 0/0 à la vitesse de 8 kilomètres à l'heure.

le voyage aller et retour de Paris à Saint-Germain, en gravissant la côte du Pecq en cinq minutes ; ce résultat est consigné dans le rapport enthousiaste d'une commission composée de savants tels que Arago, Poncelet, Savary, Gambey, et le baron Séguier, rapporteur.

10. Locomotives routières. — Lotz (1856). — En 1856, la maison Lotz, de Nantes, acquiert une réputation méritée pour sa *locomotive routière* agricole destinée au double rôle de machine locomobile pour batteuse, charrue à vapeur, etc.... et de remorqueur de ces engins de la ferme au champ ou d'une ferme à une autre.

11. Thomson (1869). — En 1869, Thomson met en service à Edimbourg une locomotive routière qui est le premier véhicule à avoir eu des roues avec caoutchouc vulcanisé[1].

L'emploi des locomotives routières s'est assez peu répandu ; actuellement, elles se sont presque toutes peu à peu transformées en rouleaux compresseurs pour le cylindrage des rechargements des routes. Toutefois, il convient de signaler l'usage qui en est fait pour le service des armées en campagne.

1. Plusieurs locomotives routières de ce type furent construites en 1871 par MM. Ransomes et Sims à Ipswich pour le Gouvernement de l'Inde. Le tableau suivant résume les renseignements publiés à cet égard à la suite d'un service régulier de plusieurs mois dans le Penjab, entre deux stations distantes de 110 kilomètres environ.

NATURE DE LA VOITURE	DIAMÈTRE DES ROUES MOTRICES	LARGEUR du BANDAGE	ÉPAISSEUR PRIMITIVE	CHARGE par centimètre carré	PARCOURS en kilomètres	DIMINUTION D'ÉPAISSEUR des bandages en caoutchouc en millimètres	
						TOTALE	PAR kilomètre
Omnibus à vapeur..........	1m,52	0m,30	0m,125	9k,8	17.120	30	0,00173
Remorqueur de 8 chevaux.	1 ,52	0 ,30	0 ,125	9 ,5	4.480	32	0,007125
— 14 —	1 ,829	0 ,30	0 ,125	8 ,1	7.680	81	0,0109
— 14 —	1 ,829	0 ,30	0 ,125	11 ,9	6.720	220	0,0328
— 14 —	1 ,829	0 ,30	0 ,125	8 ,1	5.120	54	0,0105

Nota. — Sur les roues directrices, l'usure a été bien moindre pour une pression de 8 kilogrammes ; au contraire, elle a été plus forte lorsque la pression s'élevait à 11kg,8.

12. Emploi des locomotives routières pour le service des armées en campagne. — Pendant la campagne de Crimée, en 1854, l'armée anglaise fait usage d'une locomotive routière assez rudimentaire et qui rend cependant quelques services. En 1870, les Allemands emploient deux locomotives routières du système Fowler et en 1877, pendant la guerre russo-turque, les Russes en font usage avec des résultats assez concluants pour qu'on puisse augurer favorablement de l'avenir de ce genre de locomotion. Enfin, en 1899-1900, pendant la guerre du Transvaal, les Anglais emploient des locomotives routières blindées et non blindées qui, au dire du moins des correspondants militaires de la presse, ont tenu les espérances qu'on en avait conçues[1]. Il faut toutefois remarquer que les résultats obtenus n'ont peut-être pas été aussi concluants qu'on veut bien le dire puisque ces machines ne se sont répandues ni en Allemagne, ni en France, ni en Italie où elles ont été cependant l'objet d'expériences systématiques[2].

13. Bollée. — *L'Obéissante.* — La locomotive routière de la maison Lotz, de Nantes, est le point de départ d'une invention qui marque le début de cette période si brillante du développement de l'automobilisme. C'est, en effet, en 1873 que M. A. Bol-

1. Voir ce qu'écrit M. Bennet Burleigh, correspondant militaire du *Daily Telegraph*, au sujet du passage de la Tugela par le général Buller.

2. Expériences françaises en 1875 : Bornecque, *Journal des Sciences militaires*, vol. XXI, 1878 : *les Locomotives routières considérées au point de vue militaire ;*

Expériences russes en 1876 : Bornecque et major Schulz, *Mittheilungen über Artillerie und Geniewesen*, en 1877 ; — O. Layriz, *la Traction mécanique et ses applications à la guerre*, traduction Bodenhorst, p. 67 (Paris, Chapelot) ;

Emploi des locomotives routières pendant la guerre russo-turque de 1877-1878 ; *Invalide Russe*, du 24 février 1879 ; — O. Layriz, *loc. cit.*, p. 69 à 75 ;

Expériences italiennes de 1873 à 1883 : Stella Salino. *Locomotive Stradoli* (*Rivista militare italiana* du mois d'avril 1876) ; — Stella Salino et Mirandoli (*Rivista militare italiana* des mois de janvier et février 1883); — O. Layriz, *loc. cit.*, p. 75 à 77;

Expériences suisses : O. Layriz, *loc. cit.*, p. 77 à 80 ;

Expériences allemandes : Fascicules-suppléments 8 et 9 du *Militär-wochenblatt* de 1886. — On a fait, tout récemment, des essais avec les locomotives Fowler aux manœuvres impériales de Dantzig de 1901 (*Münchener allgemeinen Zeitung*, supplément du 14 octobre 1901) ;

Expériences anglaises : O. Layriz, *loc cit.*, p. 80 à 110 ;

G. Espitallier : *Emploi des locomotives routières et des trains blindés en campagne* (*Génie Civil*, t. XXXVIII, 1900-1901, p. 385 à 389.

lée du Mans construit la voiture automotrice pour voyageurs *l'Obéissante;* cette voiture à vapeur, dans laquelle 12 voyageurs peuvent prendre place, est munie d'une chaudière Field et de deux pistons inclinés à 45° agissant sur l'essieu d'arrière ; la direction en est facilement assurée par l'avant-train à deux pivots que M. Bollée vient de combiner en s'inspirant des dispositifs adoptés dans la locomotive de Lotz.

La Nouvelle. — En 1880, une voiture plus perfectionnée sort des ateliers du Mans; c'est *la Nouvelle*, celle-là même qui doit faire en quatre-vingt-neuf heures cinquante minutes la course Paris-Bordeaux-Paris de 1895, dans laquelle elle se classe neuvième sur les trente-trois voitures inscrites, parmi lesquelles ne figure aucune autre voiture à vapeur.

14. Parties constitutives d'une voiture à vapeur. — La voiture à vapeur est créée. Elle comprend :

Un *générateur*, ordinairement placé à l'avant du véhicule et alimentant un *moteur* placé à l'avant quand il est vertical, plus souvent sous le plancher, quand il est horizontal;

Un *réservoir à combustible* (houille, coke ou liquide);

Un *réservoir à eau*, placé sous le châssis;

Un *condenseur à air;*

Une *transmission* avec un *changement de vitesse* (deux vitesses au plus), l'élasticité du moteur suppléant aux organes mécaniques;

Un *différentiel* souvent monté sur l'essieu moteur;

Aucun organe de marche arrière, cette dernière étant assurée par le renversement à la marche du moteur;

Un *frein agissant directement sur les roues* (la contre-vapeur est comptée comme l'un des freins supplémentaires);

Deux *essieux*, l'un à deux pivots, ou simplement à cheville ouvrière, pour assurer la direction;

Un *châssis*, une *caisse*, *des appareils de commande et de graissage.*

Depuis 1880, chacun de ces organes reçoit tous les jours de nouveaux perfectionnements.

15. Serpollet. — En 1888, M. Serpollet introduit en automobilisme son générateur à vaporisation instantanée. Il l'applique d'abord à un tricycle, puis à des voitures de tourisme et enfin à des voitures de course avec lesquelles il établit des records remarquables. C'est avec une de ses voitures pourvue d'une carrosserie spéciale effilée à l'arrière comme à l'avant que M. Serpollet fait, en avril 1902, à Nice, sur le ciment de la Promenade des Anglais le kilomètre, départ lancé, de la coupe H. de Rothschild en 29 4/5 secondes, ce qui correspond à une vitesse horaire de 120^{km},320 ; c'est avec cette même voiture que, sur la côte de la Turbie, présentant à l'endroit de l'épreuve une pente de 18 centimètres par mètre, il parcourt le kilomètre, départ arrêté, de la coupe de Caters en 59 1/5 secondes, ce qui correspond à une vitesse horaire de 61^{km},506. Enfin en avril 1903, sur cette même promenade des Anglais, M. Serpollet atteint avec la voiture du type dit *Torpilleur* la vitesse horaire de 123^{km},300.

16. Tracteur à vapeur de Dion, Le Blant, Scott. — A côté de ces voitures rapides, se développent les voitures dites *Poids lourds*, c'est-à-dire les omnibus, les voitures de livraison, les camions, les voitures porteuses et remorqueuses, les simples tracteurs. C'est en 1893 que MM. de Dion-Bouton créent le premier tracteur, c'est-à-dire une voiture automobile capable de remorquer un véhicule ne présentant qu'un essieu afin que le poids de la charge remorquée soit en partie utilisé pour l'adhérence[1]. Peu après viennent M. Le Blant avec son

1. A propos de l'emploi de ces tracteurs, voici l'opinion émise par M. G. Forestier (*Génie Civil*, *loc. cit.*, p. 56) :

« Pour résoudre le problème de la traction mécanique de toute charge indivisible dépassant la puissance normale et économique de la traction animale, sans imposer la construction d'un fardier spécial automoteur dans chaque cas particulier, nous ne voyons que le dispositif suivant : Le véhicule mécanique serait disposé de manière à pouvoir servir d'*avant-train* au fardier sur lequel on placerait la charge indivisible, comme si la traction animale devait être employée. Cet avant-train pourrait être à 2, 3 ou 4 roues. Dans le premier cas, l'avant-train serait tout entier directeur ; dans les deux autres, la roue dans le tricycle ou les deux roues avant seraient directrices. »

Il est prouvé, d'ailleurs, que les véhicules *porteurs*, dont le poids atteint de 12 à

tracteur, M. Scott avec son train routier qui assure, depuis plusieurs années, des transports réguliers entre Courbevoie et Colombes, entre Vierola et Vintimille en Italie, sur un trajet d'une durée de six heures avec 43 kilomètres de montée[1].

Cependant, il faut bien l'avouer, la voiture à vapeur née en France, y jouit actuellement de peu de faveur[2], la vogue appartient tout entière à sa cadette, la voiture à pétrole, dont nous allons maintenant esquisser le développement et indiquer les causes de succès.

17. La voiture à pétrole Lenoir (1862). — La première voiture à vapeur a été construite en France par Cugnot; de même, la première voiture avec moteur à gaz est due à un

15 tonnes en charge ne peuvent fonctionner dans de bonnes conditions que sur des voies spéciales et qu'il faut alors entretenir tout particulièrement. Les constructeurs de véhicules mécaniques ne doivent donc pas dépasser le poids de 8 à 10 tonnes au maximum en ordre de marche par véhicule à 4 roues. Comme avec ces poids, on possède des machines puissantes, capables de remorquer de 15 à 25 tonnes, ces charges doivent être réparties sur 2 ou 3 véhicules attelés au tracteur. On arrive, par ce moyen, à ne pas entraver la traction mécanique nouvelle et à conserver les routes en bon état. Un tracteur muni de roues de 0m, 25 de largeur et du poids de 8 à 10.000 kilogrammes, marchant à une allure de 6 à 8 kilomètres à l'heure, cylindre une route comme le ferait un rouleau compresseur; au contraire, les locomotives routières du poids de 15 à 18 tonnes démolissent les routes les plus solides même avec de larges roues.

1. C'est M. Scott qui fournit à l'armée française le type de tracteur actuellement en usage. En ordre de marche, son poids ne dépasse pas 7.000 kilogrammes; il est pourvu de combustible pour 100 kilomètres et d'eau pour 60 kilomètres. Sa largeur extrême est de 1m,68 et sa longueur de 5 mètres; il est muni d'un moteur compound de 35 chevaux. Il peut remorquer 10 tonnes sur les rampes de 7 à 8 0/0 et 6 tonnes sur les rampes de 10 0/0 ; sa vitesse varie de 6 à 10 kilomètres en pleine charge.

Dans les dernières grandes manœuvres faites dans le sud de la France par les XVIe et XVIIe corps, on a pu voir des trains Scott militaires qui ont effectué un ravitaillement intense dans chacun des corps auxquels ils étaient affectés. Un train Scott a couramment transporté dans 6 fourgons de quoi alimenter 14.400 hommes à une vitesse de 8 kilomètres à l'heure dans les rampes les plus difficiles. En dédoublant le convoi, on a pu franchir des rampes de 12 à 14 centimètres par mètre.

2. Il est tout autrement en Angleterre et en Amérique. A l'exposition qui s'est tenue, il y a quelques mois, à New-York, on a pu voir 56 véhicules à vapeur (exposés par 15 constructeurs) contre 22 véhicules électriques et 54 véhicules à pétrole. Les voitures à vapeur d'origine américaine et aussi de construction anglaise étaient également fort nombreuses à l'Exposition (la quatrième organisée avec le concours de l'Automobile-Club de la Grande-Bretagne) qui s'est tenue, dans les derniers jours d'avril 1902, à l'Agricultural Hall de Londres.

français Lenoir[1] (1862). Non seulement Lenoir est l'inventeur du moteur à gaz, mais, précurseur heureux, il fait, au mois de mai 1862, une voiture munie d'un moteur à gaz qui circule plusieurs fois des ateliers où elle a été construite, rue de la Roquette, à Paris, jusqu'à Vincennes; mais le poids relativement considérable du moteur, le faible nombre de coups de piston (environ 100 par minute), la vitesse insuffisante qui en résulte pour le véhicule, causent son échec.

18. Siegfried Marcus (1877). — L'idée de Lenoir est reprise quinze ans plus tard, en 1877, par M. Siegfried Marcus, de Vienne; mais les journaux viennois, qui veulent faire de lui l'inventeur de l'automobile à pétrole, ne nous disent pas si sa voiture a jamais fonctionné.

19. Delamarre Deboutteville (1883). — On peut dire que la gazoline n'a réellement actionné une voiture qu'à la fin

1. Lenoir résoud, en 1847, le problème de la fabrication de l'émail blanc ; en 1851, il invente la galvanoplastie en ronde bosse ; en 1855, il découvre le frein électrique pour chemin de fer et en 1856 un premier système complet de signaux pour voies ferrées ; en 1860, il donne le moteur à gaz (brevet du 24 janvier 1860 sous le numéro 43.624 pour « moteur dilaté par la combustion des gaz » ; en 1863, il prend un brevet pour une automobile mue par un moteur à gaz ; en 1865, il trouve un système de télégraphe autographique pour transmettre l'écriture et le dessin, appareil perfectionnant celui de Caselli ; en 1878, ses recherches sur une méthode d'étamage des glaces lui valent le prix Montyon ; en 1880, il se fait remarquer par ses travaux sur le tannage des cuirs par l'ozone.

Lenoir est mort au mois de juillet 1900 à l'âge de soixante-dix-huit ans à la Varenne-Saint-Hilaire, près Paris, au moment où l'Automobile-Club de France devait lui remettre une plaque de vermeil comme marque d'admiration pour le premier et véritable inventeur de l'automobile.

Les titres de Lenoir à l'invention du moteur à gaz et de l'automobile sont consignés dans un rapport lu par M. Charles Jeantaud devant le comité de l'Automobile-Club de France le 10 janvier 1900 (*Rapport sur la première voiture à traction mécanique mue par moteur à gaz : — Les petites annales illustrées du Cycle et de l'Automobile* ; 4e année, n° 134, 20 janvier 1900 ; n° 150, 14 juillet 1900 ; n° 163, 11 août 1900).

Quelques jours avant Lenoir, mourait à Birmingham, à l'âge de soixante-six ans, le promoteur des roulements à billes, celui qui le premier les rendit pratiques et du même coup rendit possible le développement de toute l'industrie du cycle et de l'automobile ; nous voulons parler de William Bown. Les roulements à billes furent inventés par un mécanicien nommé Joseph Hugues, mais ils furent lancés sur le marché par William Bown vers 1878. Plus heureux que Lenoir, William Bown vit s'accroître très rapidement sa fortune et sa renommée.

de 1883. A cette époque, Mr Delamarre-Deboutteville construit le premier tricycle à gaz qui ait, croyons-nous, fonctionné sur une route[1]; il combine avec Mr Malandin un carburateur qui est appliqué d'abord à un moteur fixe (du type Delamarre-Deboutteville et Malandin), puis à un moteur de voiture à pétrole. Des dispositions de cette dernière, consignée, dans leur brevet du 12 février 1884, ont été reproduites par Mr A. Witz à la page 559 de son troisième volume des *Moteurs à gaz et à pétrole*. Ces documents nous semblent fixer, au bénéfice de ces constructeurs, la priorité souvent attribuée à Daimler[2] ou à Benz dont les voitures à pétrole suivent dès 1886 celle des ingénieurs français et ont, à vrai dire, une carrière autrement brillante qu'elle.

20. Daimler (1885). — Daimler est, en effet, le fondateur de cette fameuse usine de Cannstatt qui, après être restée longtemps un laboratoire où furent créés les organes du moteur à pétrole pour l'automobile, est devenue dans ces dernières années, un centre de production important et la rivale redoutable de l'industrie française qu'elle a fait naître[3]. En 1885, Daimler fait breveter son premier carburateur, puis le premier moteur vertical dans lequel tous les organes sont enfermés dans un carter.

Le moteur applicable à la locomotion automobile, léger, robuste, est trouvé; il est essayé dans ce sens dès 1886.

1. Le gaz était renfermé dans deux réservoirs en cuivre sous une pression de 10 kilogrammes et il était envoyé dans le moteur par un ingénieux détendeur.

2. Gottlieb Daimler est né en 1834, à Schorndorf dans le Würtemberg; il est mort à Cannstatt en mars 1900. Il fonde en 1872, avec Otto et Langen, la fameuse usine de Deutz (Gas Motoren Fabrik), dont on connaît l'importance pour la construction des fameux moteurs Otto. Vers 1882, Daimler abandonne l'usine de Deutz et se sépare d'Otto pour mieux consacrer tout son temps à l'étude des moteurs à grande vitesse, les moteurs légers. Il se retire à Cannstatt et se met à l'œuvre dans ce laboratoire d'où devait sortir, quelques années plus tard, le premier modèle de la série déjà longue des moteurs d'automobiles.

3. Ce sont les usines de Cannstatt qui construisent les voitures Mercédès dont un type conduit par le comte Zborowski a fait Paris-Vienne en 26 h. 54 m. 3/5; c'est également une voiture Mercédès qui, au mois de juillet dernier, a gagné en Irlande la Coupe Gordon-Bennet en réalisant une vitesse horaire de 89 kilomètres sur un parcours particulièrement difficile.

Daimler construit la première machine de route composée de deux roues à la suite l'une de l'autre, dont l'une, celle d'arrière, est actionnée par un moteur d'une puissance d'un demi-cheval; c'est la première bicyclette automobile. Bientôt est construit le premier char à bancs automobile, puis en 1887, un petit tramway actionné par un moteur à un cylindre qui est exposé à Paris en 1889.

Mais il faut attendre l'année 1890 pour arriver à une application réellement courante et pratique des moteurs à pétrole à la locomotion sur routes.

21. Panhard et Levassor, concessionnaires des brevets Daimler (1898). — Cette application est due à MM. Panhard et Levassor qui s'assurent, à cette époque, la propriété exclusive pour la France des brevets Daimler. On voit apparaître, le 12 décembre 1889, le premier moteur français d'automobile construit d'après les brevets Daimler; c'est le moteur à deux cylindres inclinés en forme de V qui est abandonné pour des raisons dans lesquelles nous n'avons pas à entrer ici, mais dont le principe et le caractère pratique ont servi de guide à tous nos constructeurs.

En 1891, MM. Panhard et Levassor établissent un type de voiture parfaitement viable.

22. A. Peugeot (1891). — Cette même année (1891), M. Armand Peugeot crée une voiture à pétrole à moteur Daimler, qui le conduit sans accident de ses usines de Valentigney, dans le Doubs, à Brest.

23. Schéma d'une voiture à pétrole. — La voiture à pétrole est créée; elle comprend :

Un réservoir à essence ;

Un carburateur, qui transforme l'essence en mélange gazeux carburé;

Un appareil d'allumage, qui produit l'explosion dans le moteur;

Un moteur ;

Un refroidisseur de l'eau, circulant autour des cylindres du moteur ;

Un silencer, qui amortit le bruit des gaz brûlés avant qu'ils s'échappent à l'air libre ;

Les transmissions, de composition assez variable, mais comprenant, en général, un *embrayage*, des *engrenages de changements de vitesse*, un arbre secondaire sur lequel est monté le *différentiel*, des *chaînes* actionnant les roues motrices, un *dispositif de marche arrière ;*

Deux *freins*, supprimant automatiquement la liaison du moteur et des transmissions et agissant, l'un sur l'arbre différentiel, l'autre sur les roues motrices;

Deux *essieux*, l'un moteur, l'autre directeur ;

Un *châssis*, une *caisse*, des *appareils de commande et de graissage.*

24. Les courses d'automobiles. — Nous avons donc en France, dès 1894, des types de voitures à vapeur, de voitures à pétrole, et même, comme nous le verrons, de voitures électriques, qui sont prêts à être livrés. Or, à cette époque, les hommes de sport s'intéressent bien aux essais qu'ils voient faire, ils admirent les résultats qu'on leur annonce, mais ils restent sceptiques et n'achètent pas. Il faut que, dans des épreuves retentissantes, l'automobile se montre sur les routes et fournisse de longues et triomphantes étapes.

Telle est l'origine des courses d'automobiles; leur but est d'abord de faire connaître à tous l'existence et les qualités de la nouvelle locomotion.

Paris-Rouen (1894). — *Course du Petit Journal.* — La première course que l'on peut, sans exagération, qualifier d'historique, est le concours conçu par Pierre Giffard et institué par *le Petit journal* entre Paris et Rouen. Dans l'esprit des organisateurs, ce concours est destiné à démontrer qu'il existe des voitures sans chevaux aisément maniables sur toutes les routes, n'exposant les voyageurs à aucun danger, ne coûtant

pas trop cher d'achat, d'entretien et de fonctionnement. Aussi, décide-t-on que la vitesse ne sera pas seule à entrer en ligne de compte et qu'on ne fera pas état d'une vitesse horaire supérieure à 13 kilomètres, en y comprenant les arrêts, ou à 25 kilomètres, arrêts non compris.

Cent deux véhicules se font inscrire, 38 à pétrole, 29 à vapeur, 5 à l'électricité, 5 à l'air comprimé et 25 de divers autres systèmes. On débute par des épreuves éliminatoires auxquelles l'électricité ne résiste pas, puis on se lance sur la route de Rouen. Il y a 126 kilomètres à parcourir. Le pétrole sort vainqueur de la lutte, et les maisons Panhard-Levassor et Peugeot se partagent le premier prix; la vapeur arrive en second rang, avec MM. de Dion et Le Blant.

Paris-Bordeaux (1895). — Le succès de cette course Paris-Rouen est si grand que, pour entraîner définitivement le monde du sport et lui faire connaître les qualités du nouveau mode de locomotion, on organise, pour 1895, une seconde course plus longue, plus décisive, par conséquent, entre Paris et Bordeaux aller et retour; près de 1.200 kilomètres doivent être parcourus en une seule traite.

Il s'agit, cette fois, d'une épreuve de vitesse réservée aux véhicules portant au moins deux voyageurs et encore le premier prix ne doit-il être attribué qu'à des voitures à quatre places. 46 véhicules s'inscrivent dont 29 à pétrole, 15 à vapeur et 2 seulement à l'électricité. Levassor, qui conduit la voiture Panhard-Levassor, à deux places, arrive le premier en $48^h,48^m$; le quatre-places Peugeot arrive second en $59^h,48^m$ et remporte le prix aux termes mêmes du programme. La plupart des voitures à vapeur sont restées en chemin ainsi que les voitures électriques, malgré tous les efforts de M. Janteaud, qui ne néglige aucune dépense pour essayer de conjurer le désastre.

TABLEAU DE QUELQUES-UNES DES PRINCIPALES VITESSES OBTENUES PAR DES AUTOMOBILES DEPUIS LA CRÉATION DES COURSES

DATES	ÉPREUVES	GAGNANTS	DISTANCE	TEMPS	VITESSE MOYENNE à l'heure
1895			kilomètres	h. m. s.	k. m.
17 juillet	*Paris-Bordeaux-Paris*...........................	Levassor (sur voiture Panhard-Levassor)	1.175	48 48 »	*24,428*
1896					
9 mai	Bordeaux-Langon............................	Bord	48	1 55 »	25,043
24 mai	Bordeaux-Agen-Bordeaux.....................	Bousquet	286	10 56 »	27,682
20 septembre	Paris-Mantes-Paris (Mot.)......................	Mayade	103	4 22 55	23,587
24 septembre	*Paris-Marseille-Paris*...........................	Mayade (sur voiture Panhard-Levassor)	1.720	67 42 58	*25,399*
1897					
29 janvier	Marseille-Nice-Monte Carlo.....................	de Chasseloup-Laubat	233	7 45 9	30,064
4 avril	1er Criterium des Motocycles..................	Viet	100	3 9 5	31,742
20 juin	1re Coupe des Motocycles......................	L. Bollée	100	2 46 47	36,144

VITESSES DES AUTOMOBILES (*Suite*)

DATES	ÉPREUVES	GAGNANTS	DISTANCE	TEMPS	VITESSE MOYENNE à l'heure
			kilomètres	h. m. s.	k. m.
1897					
24 juillet	Paris-Dieppe	Jamin	161	4 13 33	38,181
14 août	*Paris-Trouville*	Jamin	174	3 48 56	*45,789*
1898					
6 mars	Marseille-Nice	Charron	226	6 53 45	32,832
10 avril	Paris-Roubaix (Motocycles)	Degrais	287	7 29 »	38,351
28 avril	2e Criterium des Motocycles	L. Bollée	100	1 57 49	51,282
11 et 12 mai	Paris-Bordeaux	R. de Knyff	587,5	15 15 44	37,573
29 mai	Bordeaux-Agen	Petit	143	3 1 15	47,403
5-17 juillet	*Paris-Amsterdam-Paris*	Charron (sur voiture Panhard-Levassor)	1.502	33 4 34	*45,422*
21 août	Bordeaux-Biarritz	Loysel	300	6 48 »	44,117
1899					
2 avril	Paris-Roubaix (Motocycles)	Osmont	287	5 35 30	51,405
6 avril	Pau-Bayonne-Pau	Lemaître	206	3 52 56	53,048
24 mai	*Paris-Bordeaux*	Charron	587,5	11 43 20	*49,400*
16 au 25 juillet	*Tour de France*	R. de Knyff	2.300	42 33 39	*54,445*
27 août	Paris-Trouville	Antony	172	2 58 30	57,767
17 septembre	Paris-Boulogne	Girardot	230	4 17 44	61,479
30 septembre	Bordeaux-Biarritz	Levegh	300	4 24 »	68,181
1900					
22 février	Pau. Circuit du Sud-Ouest	R. de Knyff	335	4 46 57	70,040
30 mars	La Turbie (Course de côte)	Levegh	16	19 2	50,526

3-4 juin	**Bordeaux-Périgueux-Bordeaux**............	Levegh	318	4 1 45	79,584
25-28 juillet	*Paris-Toulouse-Paris*......................	Levegh	1.348	20 50 9	*64,704*
4 novembre	Paris-Rouen (Criterium de l'alcool).......	Giraud	130	2 15 »	56,296
1901					
17 février	Grand Prix de Pau......................	Maurice Farman	340	4 28 10	76,109
12 mars	Coupe Rothschild, côte Turbie............	Prince Lubieki	7,5	11 2/5	42,545
25 mars	Nice-Salon-Nice.........................	Dr Pascal	462	6 45 »	68,444
29 mars	Nice-La Turbie (côte)....................	Béconnais (motoc.)	15,5	17 21	53,000
29 mai	*Paris-Bordeaux*..........................	Fournier (Mors)	587,5	6 7 44	*90,000*
27-28-29 juin	*Paris-Berlin*.............................	Fournier (Mors)	1.193	17 3 43	*69,970*
1902					
7 avril	Nice-La Turbie	Stead (Mercédès)	15,5	16 38	56,134
Mai	Circuit du Nord.........................	Maurice Farman (Panhard-Levassor)	910	12 1 52	75,600
20 juin	*Paris-Vienne*............................	*L. Renault*	1.360	26 35 »	*51,950*
20 juillet	Concours de côte de Laffrey	Armand (Voiture légère Darracq)	6,5	10 »	39 »
31 juillet	Circuit des Ardennes....................	Jarrot (Panhard-Levassor)	512,4	5 53 40	86,700
26 août	Le kilomètre à Deauville................	Gabriel (Mors)	1 kilom. lancé	26	136 300
21 septembre	Concours de côte de Gaillon	Le Blon (Serpollet)	1 kilomètre	40	90 »
1903					
20 mai	*Paris-Madrid*............................ (Etape seule courue, Paris-Bordeaux)	Gabriel (Voiture Mors)	552	5 14 »	*105* »
22 et 23 juin	Circuit des Ardennes....................	P. de Crawhez	512	5 52 7 3/5	87,500
Juillet	Coupe Gordon-Bennett...................	Jenatzy	600	6 39 »	89,184
11-17 juillet	Kilomètre lancé à Ostende	Rigolly (Gobron-Brillié)	1 kilomètre	26 4/5	134,328
9 août	Concours de côte de Laffrey..............	Rigolly (Gobron-Brillié)	6,5	5 33	70,270
9 août	Coupe de Caters (côte de Laffrey)..........	Rigolly (Gobron-Brillié)	1 kilom. arrêté	50 1/5	71,713
4 octobre	Course de côte de Château-Thierry	Rigolly (Gobron-Brillié)	1 kilom. arrêté	45 1/5	80 »

RECORDS DU MONDE A LA DATE DU 17 JUILLET 1903

GENRE DE VÉHICULE	MARQUE ET CONDUCTEUR	LE KILOMÈTRE en :	MOYENNE A L'HEURE sur le kilomètre	LE MILLE en :	MOYENNE A L'HEURE sur le mille
Motocyclette (au-dessous de 50 kilos)	Carreau (Maurice Fournier).......	(non constaté)	kilom. »	1 m. 5 sec.	kilom. 89,131
Motocyclette (au-dessous de 50 kilos)	Griffon (Lamberjack)............	36 sec. 4/5	97,800	(non constaté)	»
Motocyclette (au-dessus de 50 kilos)	Clément (Sauvenière)............	32 sec. 4/5	109,700	(non constaté)	»
Voiturette (pesant moins de 400 kilos)	Passy-Thellier (Thellier)..........	36 sec. 1/5	99,447	58 sec.	99,447
Voiture légère (De 400 à 700 kilos)	Decauville (Théry)...............	30 secondes	120 »	48 sec.	118,421
Voiture (de 700 à 1.000 kilos)	Gobron-Brillié (Rigolly)...........	26 sec. 4/5	134,328	(non constaté)	»
Voiture à vapeur	Gardner-Serpollet (L. Serpollet)...	29 sec. 1/5	123,300	(non constaté)	»

Le pétrole triomphe. Aussi l'épreuve Paris-Bordeaux-Paris est-elle à peine terminée que les constructeurs d'automobiles à pétrole songent à faire mieux, en organisant en 1896 la course Paris-Marseille-Paris.

Paris-Marseille (1896). — Il s'agit de parcourir 1.720 kilomètres en dix étapes de jour. 52 véhicules entrent en ligne, dont 48 à pétrole et 4 à vapeur. Malgré de violents coups de vent qui assaillent les voyageurs en cours de route, la voiture Panhard-Levassor rentre à Paris après avoir parcouru 1.720 kilomètres en $67^h,43^m$, ce qui fait du 25 kilomètres à l'heure.

25. Accroissement continu de la vitesse dans les courses. — A partir de ce moment, chaque année voit organiser de nouvelles courses dans des conditions de plus en plus difficiles; la vitesse a une tendance continue et progressive à augmenter. On peut en juger par le tableau que nous avons établi aux pages 17 et suivantes, et qui donne quelques-unes des principales vitesses obtenues par les automobiles depuis la fondation des courses.

Ce tableau nous montre que la vitesse moyenne horaire, qui est de 20 kilomètres en 1894, dans Paris-Rouen, prend successivement les valeurs suivantes :

En 1895 :	Paris-Bordeaux-Paris	24 km.	environ
En 1896 :	Paris-Marseille-Paris......	25	—
En 1897 :	Paris-Trouville...........	46	—
En 1898 :	Paris-Amsterdam-Paris...	45	—
En 1899 :	Paris-Bordeaux...........	49	—
En 1900 :	Paris-Toulouse-Paris......	65	—
En 1901 :	Paris-Berlin..............	70	—
En 1901 :	Paris-Bordeaux...........	90	—
En 1903 :	Paris-Bordeaux, seule étape de Paris-Madrid........	105	—

Ces résultats ne peuvent être obtenus que par une construction de plus en plus soignée, et c'est à ce point de vue que les courses ont exercé une influence bienfaisante sur l'industrie automobile. On peut dire que c'est à elles que cette industrie doit les progrès remarquables qu'elle a faits en huit ans, de 1895 à 1903.

26. De l'utilité des courses d'automobiles. — Ces courses permettent, en effet, de mettre en relief les qualités d'endurance qu'il faut à une voiture pour accomplir sans accrocs un long parcours. Il ne suffit pas, pour gagner une course, de marcher vite, il faut marcher longtemps. La voiture qui a des pannes ne gagne pas. La course, mieux que toute autre indication, montre au constructeur pourquoi ses voitures sont restées en arrière, alors qu'aux essais elles avaient donné de brillants résultats.

Les fabricants d'automobiles ne tiennent pas toujours compte des désirs de leurs clients; ils ont rarement confiance dans la sagacité et la justesse des observations que ceux-ci peuvent faire sur les défectuosités que présente tel ou tel organe de leur voiture. Il n'en est pas de même des coureurs de profession, de ceux que, pour employer une expression à la mode en Amérique, on appelle les *Rois de la route;* ils savent fort bien se faire écouter des constructeurs et font profiter leur voiture de course des perfectionnements dont ils demandent l'application. Si le succès de la course les sanctionne, ces progrès sont définitivement adoptés et sont appliqués aux voitures de tourisme. C'est ainsi que l'on a été amené à donner plus de fixité dans la direction en augmentant l'espacement des essieux, ce que l'on appelle l'*empattement;* dans la voiture qu'en 1895 Levassor conduit dans son admirable raid Paris-Bordeaux et retour, l'empattement est de $1^m,30$; il est porté successivement à $1^m,70$ dans la course Paris-Marseille-Paris; à 2 mètres dans le tour de France; à $2^m,25$ dans la course Paris-Toulouse-Paris à $2^m,40$ dans Paris-Berlin; à $2^m,70$ dans Paris-Vienne et dans Paris-Madrid.

On doit les *radiateurs* ou *condenseurs à surface* à l'expérience des coureurs qui ont remarqué qu'avec ces appareils, on évite les arrêts pour renouveler l'eau de réfrigération du moteur qui est devenue trop chaude. Ce sont les inconvénients mis en évidence par les courses qui ont fait perfectionner la suspension de la voiture, sa direction, la carburation, le mode d'inflammation, etc.... Pour se donner une idée nette des meil-

leures conditions dans lesquelles on construit actuellement une automobile, il suffit de se rendre compte de la construction des diverses parties des voitures de course; c'est en se plaçant à ce point de vue qu'un savant ingénieur doublé d'un sportsman accompli, M. de Chasseloup-Laubat, a pu dire que la voiture de course est la *voiture de demain.*

27. La voiture de course est un engin dangereux qu'il convient de ne confier qu'à des professionnels. — Mais, il faut bien le dire, cette voiture de course est un engin qu'il convient de ne pas mettre entre les mains de tout le monde sous peine d'avoir à déplorer ces trop nombreux accidents que nous voyons se produire tous les jours. Or, c'est là que réside, il nous semble, le grand danger de ces courses de vitesse. Quand une voiture a gagné une course importante, elle est vendue un prix très élevé à quelque sportsman milliardaire qui la lance ensuite sur une route ordinaire à sa vitesse maxima. Or, si une automobile lancée à la vitesse de 36 kilomètres à l'heure (10 mètres par seconde) peut, avec de bons freins, être arrêtée en quatre secondes après avoir parcouru 20 mètres, une automobile lancée à la vitesse de 120 kilomètres à l'heure (34 mètres par seconde) ne saurait être arrêtée avant quatorze secondes, après avoir parcouru environ 230 mètres, et cela, dans les conditions les plus favorables. Hâtons-nous, d'ailleurs, de dire qu'un freinage capable de produire ces résultats ne représente qu'une possibilité : il correspond en effet à un effort de 125 kilogrammètres appliqué à la jante de chacune des roues motrices et a immédiatement pour conséquence la détérioration du pneumatique.

28. Réaction contre les courses de vitesse. — Aussi, des partisans[1] convaincus de la locomotion automobile commen-

1. E. Hospitalier, *la Mécanique du 120 à l'heure* (*la Locomotion*, 2e année, n° 47, 23 août 1902);

L. Baudry de Saunier, *Notre Cancer* (*la Locomotion*, 2e année, n° 49, 6 septembre 1902).

M. Archdeacon demande la création d'un *autodrome* où les amateurs de très

cent-ils à craindre que les excès inévitables résultant de cette folie de la vitesse n'amènent dans le public une réaction défavorable pour cette industrie. Une campagne vigoureuse contre ces excès de vitesse commence à porter quelques fruits. L'Automobile-Club de France décide que les grandes courses d'automobiles ne sont plus uniquement des courses de vitesse sur des routes bien entretenues[1]; une partie au moins du parcours présente des difficultés spéciales, susceptibles de mettre à l'épreuve la robustesse et la résistance d'une voiture. A ce point de vue l'épreuve Paris-Vienne 1902 est des plus instructive ; de Paris à Belfort, sur une route excellente, la course est une course de vitesse ; mais de Bregenz à Vienne,

grandes vitesses pourront se livrer à leur sport favori, à leurs risques et périls. D'autres préconisent la construction d'une route spéciale; une telle route reliant Ostende à Dunkerque par Snaerskerke et Furnes sera complètement achevée pour le mois de juillet prochain.

Route spéciale pour les records du mille et du kilomètre. — C'est en s'inspirant de cette idée que l'Automobile-Club de France a choisi une route spéciale pour établir les records du kilomètre et du mille (1.609^m,32). Cette route est celle qui relie Saint-Arnoult à Dourdan, en Seine-et-Oise. Saint-Arnoult est un petit village situé avant Ablis sur la route de Paris-Bordeaux ; Dourdan est sur la route de la course cycliste Bordeaux-Paris, par Etampes, entre Limours et la Forêt-le-Roi. La route en question est donc transversale entre ces deux grandes artères ; elle court au sommet du plateau qui porte le nom de forêt de Dourdan et sépare la vallée de l'Orge (Dourdan) de celle de la Remarde (Saint-Arnoult). Sa distance totale est de 7 kilomètres ; à chaque extrémité, de Saint-Arnoult et de Dourdan, la route monte assez fortement pendant 1.500 mètres pour aboutir, de chaque côté, à un vaste rond-point en gazon de 80 mètres de large où se trouvent des maisons de garde. Restent donc exactement 4 kilomètres en ligne droite et en palier terminés par ces deux vastes ronds-points où peuvent virer les voitures ; cette route a 12 mètres de large et aucun chemin ne la traverse. Cette route a été officiellement et brillamment inaugurée par Henry Fournier qui, sur une voiture Mors Paris-Vienne de 60 chevaux, a battu, par un temps peu favorable, les records du mille et du kilomètre. Les nouveaux records établis ont été alors :

Mille anglais (1.609^m,32) :	47 sec. 2/5	(ancien record : 48 sec. 2/5)	Vitesse horaire 122^k,448
Kilomètre.............. :	29 sec. 1/5	(— : 29 sec. 2/5)	— 123^k,59

1. Ce qui prouve surabondamment l'intérêt de la campagne entreprise pour la limitation de la vitesse même dans les courses, ce sont les tristes événements qui se sont produits au cours de la course de Paris-Bordeaux (seule étape de Paris-Madrid). Avec les engins actuels les longues courses à grande vitesse ne sont plus possibles qu'en employant les précautions qui ont été adoptées par l'Automobile-Club de la Grande-Bretagne dans la récente course de la Coupe Gordon-Bennett en Irlande, c'est-à-dire en gardant la route de manière à en faire un véritable autodrome et en réduisant le nombre des représentants de chaque marque.

sur un parcours de 672 kilomètres, les concurents trouvent des routes accidentées, étroites, sinueuses, tortueuses, coupées de caniveaux et traversant, au milieu des neiges, le grand massif montagneux de l'Arlberg, sur des déclivités atteignant jusqu'à 18 centimètres par mètre. Il est certain qu'après avoir surmonté de telles difficultés, les machines qui sont arrivées à Vienne sont de bonne construction et peuvent servir de types pour de solides voitures de tourisme.

29. Les courses de côte. — Les épreuves de côte répondent aussi à cette tendance de rechercher la véritable automobile pratique, la voiture de tourisme solide et confortable, montant bien les côtes et réalisant des vitesses normales. C'est en vue d'obtenir un tel résultat et de décerner ou de refuser aux voitures automobiles le brevet de bonne routière par tous les chemins que l'Automobile-Club dauphinois organise en 1901, le concours de côte de Laffrey.

30. Le concours de côte de Laffrey. — Les voitures doivent gravir sur la route nationale n° 91, entre le pont sur la Romanche, à Vizilles (kilomètre 17,776) et Laffrey (kilomètre 23,235) une route de 7 kilomètres, large, ne traversant aucune localité, ne présentant aucun tournant dangereux et possédant une pente régulière moyenne de 9 1/2 0/0 avec un maximum de 13 0/0[1]. Au concours de 1901, 23 concurrents entrent en ligne, 19 arrivent en haut de la côte et 15 seulement ont droit au diplôme que l'Automobile-Club dauphinois délivre à tous ceux dont la moyenne de vitesse est supérieure à 10 kilomètres à l'heure[2]. Au concours de 1902 (20 juillet), 29 concurrents peuvent terminer le parcours et parmi eux, 19 montent la côte en moins de vingt-cinq minutes, c'est-à-dire à une vitesse de plus de 15 kilomètres à l'heure; en particulier, une

1. La côte de Laffrey est merveilleusement située au-dessus de Vizille, Uriage et de la superbe vallée du bourg d'Oisans.

2. En 1901, la voiture qui met le moins de temps à gravir la côte est une voiture Peugeot qui met à faire le trajet dix minutes, soit 23 kilomètres à l'heure.

En 1902, une bicyclette à pétrole et même un tricycle ont pu monter la côte.

voiture légère Darracq ne met que dix minutes à accomplir le parcours, ce qui correspond à une vitesse de 40 kilomètres à l'heure. Ajoutons que ces mêmes voitures montent le lendemain au Lautaret, à 2.100 mètres d'altitude et à proximité de l'une des routes les plus hautes d'Europe, celle du col du Galibier. Enfin, en 1903 (9 août), on institue sur cette côte non seulement une course de vitesse, mais un concours de tourisme. Dans la course de vitesse, 20 concurrents font le parcours dans des temps qui varient de cinq minutes trente-trois secondes (vitesse moyenne à l'heure ; 70^{km},270) à dix minutes trente-trois secondes (vitesse moyenne à l'heure : 36^{km},970) ; les automobiles engagées, sont d'ailleurs, de tous les types depuis les grosses voitures jusqu'aux motocyclettes. Dans la catégorie des touristes, on a vu monter la côte non seulement des voitures ordinaires à 4 places, mais encore deux omnibus de 15 places appartenant aux maisons Gardner-Serpollet et de Diétrich. Ces voitures de touristes ont accompli le parcours en des temps variant de sept minutes quinze secondes (Vitesse moyenne à l'heure : 53^{km},790) à trente-huit minutes trente-sept secondes (vitesse moyenne à l'heure : 10^{km},100).

31. Excursion aux Pyrénées organisée par l'Automobile-Club de Bordeaux. — L'Automobile-Club de Bordeaux, à qui l'on doit une partie de l'organisation des grandes courses de vitesse dont nous avons parlé, ne reste pas en retard sur l'Automobile-Club de Grenoble. Il organise pendant le mois d'août 1902 une excursion automobile dans les Pyrénées, non avec des voitures établies spécialement pour la course, mais simplement avec ces véhicules que livre le commerce et que l'on peut rencontrer partout dans la circulation. Ces automobiles parties de Laruns, montent d'abord aux Eaux-Bonnes, puis rencontrent à la sortie des Eaux-Bonnes une côte ininterrompue de 12 kilomètres à 10 0/0 de déclivité qui les mène jusqu'au col d'Aubisque, à 1.710 mètres d'altitude; certaines de ces voitures gravissent d'ailleurs cette côte à l'allure de 25 à 30 kilomètres à l'heure.

Ces épreuves, qui ont une très grande importance au point de vue pratique, montrent que la fabrication des automobiles est actuellement arrivée à un degré de perfectionnement tel qu'avec ces véhicules, il est possible d'aborder maintenant n'importe quelle route carrossable[1].

32. L'alcool-moteur. — Nous n'avons parlé jusqu'ici que de moteurs à pétrole employés pour actionner les automobiles. Mais le pétrole ou, pour parler plus exactement, l'essence tendent à être remplacés par un nouveau produit, l'alcool pur ou mélangé à l'essence dans des proportions convenables. Dans un ouvrage qui paraîtra ultérieurement, nous insisterons sur cette question de l'alcool moteur; pour le moment, remarquons seulement l'intérêt national qu'il y a à faire usage, dans nos moteurs, de combustibles indigènes au lieu de produits d'importation.

Les premières expériences sur la substitution totale ou partielle de l'alcool à l'essence ont lieu sur des moteurs fixes; cependant on peut dire que c'est l'automobile qui donne un essor considérable à la question par les manifestations extérieures qui permettent de montrer au public que l'alcool moteur n'est pas un mythe.

Petreano (1898). — Un des premiers essais d'automobiles à alcool est fait par M. Petreano, de juillet à octobre 1898, avec une petite voiture Benz, de 4 chevaux, qui fonctionne à l'alcool dénaturé ordinaire.

Henriod (1899). — D'autre part, une expérience qui fait un certain bruit dans la presse spéciale est faite, le 11 janvier 1899,

1. Un omnibus de Dietrich à 12 places (pesant à vide 1.919 kilogrammes et en charge 2.940 kilogrammes, moteur de 12 chevaux) est allé, au mois d'avril, de Nice à Paris, faisant 1.100 kilomètres en quarante-cinq heures (moyenne de 24^{km},500) en suivant l'itinéraire suivant : Nice, Cannes, Grasse, Castellane (962 mètres d'altitude), le col du Lautaret (1.200 mètres d'altitude), Digne, Sisteron, Serres (673 mètres d'altitude), Grenoble, Saint-Jean-de-Bournay (Isère), Lyon, Châlons-sur-Saône, Autun, Auxerre, Melun, Paris; le trajet a été fait dans la neige et la boue sans aucune défaillance du moteur [Juliette Lockert, *de Paris à Nice et de Nice à Paris* (*Le Chauffeur*, 25 avril 1902)].

Il convient également de citer le raid suivant. Le chauffeur Cormier et son mécanicien Weissner viennent de faire sur la voiture de Dion-Bouton, type

par M. Henriod, pilotant M. Pierre Giffard dans Paris, en employant de l'alcool à brûler acheté chez le premier épicier venu, et cela sans trop d'inconvénients pour le moteur.

Martha (1899). — En 1899, M. Martha expose au concours agricole d'Amiens, une voiture automobile munie d'un moteur de son système avec carburateur attenant aux cylindres, qui est présentée quelques mois plus tard à la Société des Agriculteurs de France.

Enfin, plusieurs épreuves automobiles importantes ont lieu successivement en 1899, 1900, 1901, 1902.

Premier criterium de l'alcool (1899). — En avril 1899 a lieu, sur l'initiative du journal *le Vélo*, le premier criterium de l'alcool; 8 véhicules sont engagés, mais un seul ose affronter le mauvais temps qu'il fait le jour de l'épreuve; la voiture Briest et Armand, de Villers-Cotterets, effectue le parcours de Paris-Chantilly-Paris, soit 136 kilomètres, en huit heures huit minutes.

Deuxième criterium de l'alcool (1900). — En octobre 1900, a lieu le deuxième criterium de l'alcool, organisé également par *le Vélo* avec le concours du Moto-Club de France, sur le parcours Paris-Rouen (127 kilomètres). Sur les 48 véhicules présents au départ, 40 parviennent à Rouen dans les délais prescrits, soit 83 0/0.

Paris-Roubaix (1901). — Les 7 et 8 avril 1901, a lieu un concours sur le parcours Paris-Roubaix (279 kilomètres), organisé par *l'Auto-Vélo* d'après les règlements de l'Automobile-Club de France; sur les 54 véhicules partis de la place de la Concorde, 46 parviennent à Roubaix, et parmi, eux, 22 en une seule étape et 24 en deux étapes (arrêt à Amiens).

Concours du Ministère de l'Agriculture (*octobre* 1901). — En octobre 1901, le Ministère de l'Agriculture organise des essais capables de faire connaître l'état de l'application de l'alcool

Populaire, une excursion de 5.000 kilomètres à travers l'Europe. Cette voiture s'est vaillamment comportée sur les plus mauvaises routes de Bohême ou de Styrie; elle pesait, avec ses deux voyageurs, 720 kilogrammes, soit 120 kilogrammes par cheval effectif.

comme combustible dans les moteurs; la vitesse des automobiles, destinées au transport des personnes, est limitée à 30 kilomètres à l'heure[1]; 41 voitures prennent part aux essais.

Circuit du Nord (*mai* 1902). — Enfin, en mai 1902, le Ministère de l'Agriculture organise une course de vitesse, une course de consommation (tourisme), une course de consommation (véhicules industriels). Les épreuves de vitesse et de tourisme ont lieu les 15 et 16 mai sur un parcours de 910 kilomètres (Champigny-Arras-Saint-Germain-en-Laye)[2]; par suite du mauvais temps, l'épreuve est particulièrement dure et 21 concurrents sur 56 peuvent seuls, dans l'épreuve de vitesse, accomplir le trajet tout entier. Mais, par suite de ces circonstances elles-mêmes, l'épreuve n'en est que plus démonstrative au point de vue du rôle de l'alcool en automobilisme; en employant de l'alcool carburé à 50 0/0, M. Maurice Farman peut parcourir le circuit tout entier en douze heures vingt minutes, ce qui fait une vitesse horaire de 75^{km},6. Quant à l'épreuve de tourisme[3], elle donne un déchet de concurrents beaucoup moins grand que l'épreuve de vitesse; presque tous les partants parcourent les trois étapes Porte-Maillot-Arras — Arras-Abbeville — Abbeville-Saint-Germain.

33. Véhicules industriels. — Les voitures de course et de tourisme ne sont pas les seules à prendre part à ces concours. Dans l'épreuve de Paris-Roubaix (7 et 8 avril 1901), dont nous avons parlé plus haut, on voit apparaître pour la première fois des véhicules de commerce, présentés par les maisons Bardon et G. Richard, qui font tout le parcours à la vitesse

1. Parcours : Porte Maillot, Suresnes, Rueil, Chatou, le Vésinet, le Pecq-Saint-Germain, les Loges, la Croix-du-Maine, distillerie d'Achères (28 kilomètres), dont deux rampes très dures à la Briqueterie (après le chemin de fer des Moulineaux) et à Saint-Germain (de la Seine à la place Royale).

1. Parcours : Champigny, Montmirail, Châlons-sur-Marne, Rethel, Guise, Saint-Quentin, Arras, Doullens, Saint-Pol, Saint-Omer, Boulogne-sur-Mer, Abbeville, Dieppe, Gisors, Vernon, Mantes, et Saint-Germain.

2 Parcours : Porte-Maillot, Pontoise, Beauvais, Amiens, Doullens, Arras (210 kilomètres), Doullens, Saint-Pol, Saint-Omer, Boulogne-sur-Mer, Abbeville (260 kilomètres), Dieppe, Gisors, Vernon, Mantes, Saint-Germain.

moyenne de 20 kilomètres à l'heure. Dans les concours du Ministère de l'Agriculture, les véhicules industriels qui se mettent en ligne attirent l'attention par les conditions brillantes, dans lesquelles ils accomplissent un trajet dur et accidenté, avec des charges dépassant 1.000 kilogrammes. C'est ainsi qu'un camion léger de la Société Nancéenne pesant, avec sa charge 3.000 kilogrammes, accomplit en 1902 les 85 kilomètres du parcours[1] en quatre heures deux minutes, ce qui donne une vitesse horaire moyenne de $19^{km},7$; un tombereau de la même Compagnie[2], pesant avec sa charge 9.000 kilogrammes, effectue le parcours en dix heures vingt-quatre minutes, ce qui fait une vitesse horaire de $8^{km},2$.

La question des transports industriels par automobiles, semble donc, dès maintenant, résolue. En particulier, ce mode de transport peut permettre à un industriel d'élargir le cercle de sa clientèle. Prenons, comme exemple, le cas d'un minotier dont le rayon d'action est de 20 kilomètres au plus, 40 kilomètres dans une journée étant le maximum de ce qu'on peut demander à un cheval ; l'automobile permettant un parcours journalier de 80 kilomètres et plus, lui permet de faire des livraisons de 40 kilomètres, sans avoir recours au chemin de fer, aux transbordements, aux camionnages. La maison Félix Potin, de Paris, fait actuellement ses livraisons avec une voiture de Dion-Bouton à essence de 8 chevaux, portant 800 kilos de marchandises diverses. Des voitures de même type munies de moteurs de 15 chevaux font le service des gares et le ravitaillement des maisons de banlieue : Versailles, Saint-Germain, Asnières, Le Raincy, etc. Ces voitures partent

1. En mai 1902, le parcours pour les véhicules industriels est Beauvais-Paris (85 kilomètres).

2. Société nancéenne :

Camion léger	Poids à vide en ordre de marche	1.396 kgr.
	Poids utile transporté	1.679 —
	POIDS TOTAL	3.075 kgr
Tombereau ..	Poids à vide en ordre de marche	4.185 kgr.
	Poids utile transporté	4.722 —
	POIDS TOTAL	8.910 kgr.

avec 2.500 kilogrammes de marchandises et font des tournées de 60 kilomètres et plus, ce qui est bien dur pour la cavalerie, celle-ci fût-elle de premier ordre. On voit donc, que ce mode de transport, sans supplanter le cheval, peut le suppléer dans bien des cas : il est certain que nous allons assister à une certaine évolution de la question des transports, l'automobilisme permettant des applications pour lesquelles le cheval est impuissant[1].

34. Voitures électriques. — Ces résultats nous montrent que la vapeur, le pétrole, l'alcool peuvent être employés à la propulsion des véhicules sur route. En est-il de même de l'électricité? Dans cette voie, l'électricité a précédé le pétrole. En 1881,

1. Le Gouvernement Belge va mettre en service au Congo une automobile appelée à faire le transport de vivres et de marchandises entre Langololo et Kwanjo. La voiture, utilisant l'alcool carburé à la force motrice, pèse 3.250 kilogrammes et transporte une charge utile de 2.000 kilogrammes. Aux essais, la vitesse de locomotion a été de quatre minutes cinquante-six secondes pour parcourir 1 kilomètre ; la consommation d'alcool carburé à 50 0/0 est de 1 décilitre par kilomètre et par 5 tonnes de poids brut. La voiture doit franchir la distance d'aller et retour entre les deux terminus désignés en huit jours.

Une expérience intéressante de tracteur à alcool a été faite le 10 juin dernier au Havre, en présence de M. le colonel du Bocage de l'armée portugaise. Un tombereau de la Société nancéenne mû par un moteur de 12 chevaux et pesant environ 4.100 kilogrammes, a été installé comme tracteur à la tête d'un train d'essai comprenant en plus du tracteur, 2 canons de 12 centimètres, dont un à tir rapide, un obusier de 12 millimètres, un obusier de 10 centimètres et demi; le poids total de ces pièces était de 9 tonnes environ. En outre, 1.000 kilogrammes de lest avaient été disposés dans la benne du tracteur; enfin, une quinzaine de personnes avaient pris place sur le tracteur ou sur les pièces. L'essai a eu lieu entre le Hâvre et Harfleur sur un parcours total de 9 à 10 kilomètres présentant une longue côte de 35 millimètres par mètre. Les vitesses horaires ont été (avec alcool carburé à 50 0/0) :

En palier	6 à 7 kilomètres
En côte	3 —

On a donc obtenu une moyenne de 5^{km},5 pour le parcours total.

Un essai du même genre a eu lieu le 17 juillet dernier à Vincennes; le même véhicule chargé de 1.860 kilogrammes a remorqué une pièce de 155 pesant 6.250 kilogrammes sur les routes accidentées qui avoisinent le fort de Nogent. Le poids du train complet était de 12.350 kilogrammes. Les vitesses horaires relevées ont été les suivantes (avec alcool carburé à 50 0/0) :

En palier	10 à 11 kilomètres
En rampe de 3 à 4 0/0	4^{km},5
En rampe de 5 à 5 1/2 0/0	2^{km},5 à 3 kilomètres

après que l'exposition du Palais de l'Industrie eut montré les immenses ressources que l'on pouvait retirer d'une application convenable de l'électricité, Raffard et G. Trouvé construisent un tricycle chargé de 6 accumulateurs Planté. M. Ayrton, en 1882; M. Park, en 1887; M. de Graffigny, en 1891; M. Pouchain d'Armentières, en 1893 et M. Jeantaud lancent des voitures auxquelles on arrive à faire porter jusqu'à 54 accumulateurs pesant 500 kilogrammes. Malgré tous ces efforts, l'automobilisme électrique en est encore à ses débuts; nous allons indiquer les causes de cette défaveur.

35. Formes sous lesquelles l'électricité a été appliquée aux automobiles. — L'application de l'électricité aux voitures automobiles a été faite jusqu'à ce jour sous trois formes différentes.

Accumobile. — Schéma d'une accumobile. — 1° La première de ces formes, la plus répandue, est la voiture automobile, à accumulateurs, dite aussi *accumobile*.

Elle se compose essentiellement :

a) *D'accumulateurs* qui produisent le courant;

b) *D'un ou plusieurs moteurs électriques* calés sur un arbre actionnant par engrenages un arbre différentiel qui attaque par des chaînes les roues folles sur l'essieu;

c) *D'un combinateur* qui distribue le courant et établit les couplages appropriés à la manœuvre que nécessite, à chaque instant, la conduite de la voiture.

2° *Voitures pétroléo-électriques.* — Certaines voitures à pétrole portent des accumulateurs électriques avec dynamo pour faire le chargement; ce sont les *voitures pétroléo-électriques*, dans lesquelles les accumulateurs servent surtout de volant.

3° *Voitures à trolley.* — Enfin la troisième forme, absolument différente des deux autres, comporte l'emploi d'une prise de courant en contact avec un fil aérien, comme dans les tramways de ce système. Ce sont *les voitures à trolley.*

Sur ces automobiles électriques, un ingénieur des plus compétents[1] a pu énoncer l'opinion suivante :

« On peut, sans crainte d'exagération, dire que la voiture électrique est, dès aujourd'hui, excellente; peut-être pourrait-on dire parfaite, si ce terme était admissible quand il s'agit de l'industrie où il faut toujours chercher le progrès. Grâce aux qualités particulières des moteurs électriques, la conduite de ces voitures est extrêmement facile; grâce à leur simplicité de construction mécanique, leur marche est sûre et souple. Les types en sont nombreux et variés. Le même problème a été résolu de façons diverses et presque toujours heureuses, grâce à l'ingéniosité des constructeurs. » De même, M. Jeantaud[2] a pu dire : « La voiture électrique est actuellement parfaite. Le moteur, à haut rendement, est presque sans usure; le combinateur permet de faire varier les vitesses et la puissance du moteur dans des limites très étendues. Les véhicules eux-mêmes, si critiqués dans leur forme dès leur apparition, sont confortables. L'art du carrossier les a rendus élégants. »

Mais si la voiture électrique est presque parfaite au point de vue mécanique, il n'en est pas de même en ce qui concerne les accumulateurs. L'accumulateur au plomb, qui est actuellement le seul pratique, ne réalise pas les qualités de légèreté, de solidité, de grande capacité spécifique qu'on lui demande, il grève de frais énormes l'automobile électrique.

L'essai fort bien conduit et longtemps soutenu, au prix de lourds sacrifices par la Compagnie générale des voitures à Paris, a nettement prouvé qu'en l'état actuel des choses, une exploitation de fiacres électriques était vouée à l'insuccès par l'entretien fort onéreux des accumulateurs. Les voitures n'ont jamais pu parcourir plus de 40 kilomètres sans rechargement de ces accumulateurs; or, dans une ville comme Paris, un fiacre devrait parcourir 60 kilomètres entre deux chargements.

1. Monmerqué, *Traction électrique urbaine et suburbaine* (Rapport au Congrès de Montauban de l'Association française pour l'avancement des Sciences).

2. Jeantaud, préface des *Automobiles électriques* de M. M. G. Sencier et A. Delasalle. Paris, Dunod, 1901.

On peut donc dire, avec M. G. Lavergne[1] que « la voiture automobile reste une voiture de grand luxe, et, en somme, malgré quelques retentissants records, une voiture urbaine, tant que les stations de charge ne seront pas plus répandues chez nous ».

Principe des voitures pétroléo-électriques. — Cette absence de stations de charge a conduit certains constructeurs à associer le pétrole et l'électricité pour les automobiles; de là la création de *voitures pétroléo-électriques*. Elles sont essentiellement constituées par un moteur à pétrole d'assez faible puissance, 3 à 4 chevaux, qui actionne une dynamo pour le chargement des accumulateurs. Si une rampe se présente, le moteur à pétrole ralentit naturellement, la force électro-motrice aux bornes de la dynamo s'abaisse, et, quand elle devient inférieure à celle de la batterie, cette dernière se décharge dans la dynamo qui devient ainsi automatiquement réceptrice et concourt avec le moteur à pétrole à la propulsion de la voiture. Pour le démarrage de la voiture, on recourt au moteur électrique, bien supérieur sous ce rapport au moteur à pétrole; la marche arrière s'obtient de la même façon avec la plus grande facilité.

Le moteur à pétrole travaille presque constamment à pleine charge et la batterie d'accumulateurs ne travaille qu'à titre d'appoint ou de volant; elle ne se décharge jamais complètement. On espère qu'avec ce régime l'entretien ne sera pas excessif; à cet égard l'expérience peut seule prononcer.

Voitures à trolley. — L'emploi des accumulateurs au plomb grève la locomotion électrique de frais considérables et en restreint le rôle sur route à celui de locomotion de luxe. Il ne faut pas songer avec eux à des transports en commun économiques. Aussi la simplicité de fonctionnement des tramways à fil aérien a-t-elle tenté les constructeurs qui ont construit des omnibus pourvus d'un archet de prise de courant comme les tramways; mais il faut y ajouter une batterie d'accumula-

1. G. Lavergne, *l'Automobile en* 1902, IV[e] partie : *Voitures électriques et mixtes* (*Revue générale des sciences pures et appliquées*, 13[e] année, n° 20, 30 octobre 1902).

teurs pour le cas où l'archet quitte le fil, c'est-à-dire le cas où le courant est interrompu.

Inconvénients du trolley ordinaire. — On peut bien employer le trolley avec conducteur souple remorqué par la voiture même; mais son application aux voitures sans rails ne va pas sans modifications sérieuses. Effectivement, il faut :

1° Assurer le retour du courant par un second conducteur et combiner le trolley de manière à ce qu'il suive à la fois les deux fils, le premier pour lui prendre le courant, le second pour le lui amener;

2° Rendre la liaison du trolley et de la voiture assez élastique pour permettre à celle-ci de croiser et de dépasser les véhicules qu'elle rencontre;

3° Assurer le changement ou l'échange des trolleys entre les diverses voitures qui empruntent le courant à la même ligne.

D'autre part, le trolley peut bien être employé quand il s'agit de faibles vitesses, 3 à 4 kilomètres, comme par exemple dans le halage électrique des canaux; mais pour des transports de voyageurs à grande vitesse, 12 à 16 kilomètres à l'heure, les à-coups sont trop considérables.

Trolley automoteur système Lombard-Gérin. — Une autre solution consiste à donner à la prise de courant un mouvement propre et concordant avec celui de la voiture; il diffère des précédents en ce que le trolley, au lieu d'être remorqué par la voiture, est *automoteur* et la précède. Ce problème a été résolu d'une façon ingénieuse par M. Lombard-Gérin. La voiture est équipée comme d'ordinaire, avec cette différence que son moteur à courant continu, avec enroulement en série, est disposé de manière à envoyer au moteur du trolley le courant triphasé qui doit actionner ce moteur; à cet effet, l'arbre du moteur de la voiture porte, du côté opposé au collecteur, trois bagues reliées à des points convenablement choisis du fil de l'induit; quand le moteur de la voiture tourne, ces trois bagues recueillent le courant triphasé que trois conducteurs amènent au moteur du trolley. La vitesse de ce dernier dépendant du nombre de périodes du courant qui l'actionne et ce nombre

de périodes dépendant lui-même du nombre de tours du moteur de la voiture, les deux moteurs tournent synchroniquement; trolley et voiture marchent de conserve[1].

36. La carrosserie automobile. — Tel est l'état actuel de l'industrie automobile au moment de l'ouverture, au Grand Palais à Paris, du salon de l'automobile qui doit nous montrer les nouvelles voitures que les constructeurs, toujours en quête de perfectionnements, ont construites pour les épreuves de l'année 1904.

Au cours de ces leçons, nous aurons l'occasion de revenir sur les détails de construction des moteurs que nous venons de passer en revue. Nous voulons simplement faire ici une remarque sur la forme de ces voitures et, par conséquent, du châssis; car il y a là, cette fois, un courant d'idées d'un ordre très général et indiscuté.

Le châssis s'est considérablement allongé et les anciennes voitures de jadis hautes et branlantes comme des tours, courtes et dures à mener dans les virages, ont définitivement vécu. C'est peut-être là que s'est fait sentir, de la façon la plus indiscutable et la plus heureuse, l'influence de la course. Il n'est pas aujourd'hui une voiture de tourisme qui ne soit beaucoup plus longue, beaucoup plus basse et de châssis beaucoup plus étroit que les voitures de course qui nous étonnèrent au temps de Paris-Amsterdam et du Tour de France. Il est certain que le nombre des accidents en sera considérablement réduit, et que nous verrons plus rarement dans les tournants ces innombrables chutes qui marquaient invariablement le début de chaque saison, lorsque, dans une descente un peu raide et un peu en lacet le conducteur voulait imiter tel célèbre coureur et prendre en vitesse des virages avec un véhicule qui n'était point fait pour cela.

1. Le câble souple qui relie la voiture au trolley automoteur se compose de 6 conducteurs : 2 conducteurs principaux amenant le courant continu au moteur de la voiture ; 3 conducteurs servant à alimenter le moteur triphasé du trolley ; un conducteur servant à alimenter le frein électro-magnétique du moteur triphasé, frein permettant d'immobiliser le trolley à volonté.

L'ancienne voiture automobile tenait encore un peu du char à bancs hippomobile dont elle était sortie; il fut un temps où l'on s'efforçait de transformer, par les moyens les plus pratiques et les moins coûteux, l'énorme matériel de voitures à chevaux en voitures automobiles. Depuis, nos illusions sur cette tentative très intéressante au point de vue économique, mais qui se heurtait à des difficultés primordiales, se sont quelque peu évanouies ; elles s'évanouiront de jour en jour davantage à mesure que le châssis devient ce que nous appelons volontiers *de plus en plus automobile*, c'est-à-dire se construit de plus en plus suivant les règles et les lois formulées par le but précis que l'on veut atteindre, but qui est de créer un véhicule capable d'aller à une vitesse normale sur n'importe quelle route carrossable. On peut donc dire que la note caractéristique du nouveau Salon est la tendance très nette à construire non plus une voiture sans chevaux, mais une véritable voiture automobile. C'est ainsi que nous y voyons apparaître ces châssis avec moteur à l'avant et à *entrée latérale* qui sont seuls compatibles avec le grand tourisme confortable et l'usage de la ville [1].

D'autre part, le grand nombre de maisons qui ont exposé, la grande affluence des visiteurs venus des diverses parties du monde, nous montrent à quel degré de prospérité est arrivée en France l'industrie automobile. A ce point de vue, notre pays tient actuellement le premier rang [2]; on compte plus de 30.000 automobiles qui circulent sur les routes françaises.

1. G. Kellner, *les Châssis à entrée latérale* (*Locomotion*, 3e année, nos 85, 86, 87, 1903).

2. L'automobile s'est beaucoup moins répandue en *Allemagne*. Dans les premiers mois de l'année 1900, on comptait à Berlin seulement 24 automobiles pour usage privé ; il est vrai de dire que les automobiles dits *Poids lourds* étaient en bien plus grand nombre. Mais cette fabrication se développe de plus en plus, surtout à Cannstadt (Société Daimler) et à Mannheim (Société Benz).

En *Belgique*, l'automobilisme est rapidement devenu populaire, quoique le prix encore élevé des voitures ait fait de celles-ci plutôt un objet de luxe que d'usage général. On estimait qu'à Bruxelles, il y avait, au mois d'avril 1900, 300 automobiles de divers types, et déjà deux ou trois grands magasins de vente au détail avaient adopté ce mode de transport pour la livraison de leurs marchandises. La fabrique la plus importante d'automobiles est la fabrique nationale d'armes de guerre de Herstall, près Liège.

En *Autriche*, le commerce des automobiles, quoique à ses débuts, se déve-

37. Variété des applications de l'automobile. — Enfin, la diversité des genres des véhicules exposés nous rappelle combien sont variés les usages auxquels l'automobile se prête chaque jour. Ce véhicule mécanique comporte normalement un moteur auquel on peut demander un travail supplémentaire quand la voiture est à l'arrêt, en le débrayant de la commande des roues et en lui faisant mettre en marche tel ou tel engin ; citons l'exemple caractéristique d'une fabrique de coffre-forts de New-York, qui possède une automobile transportant les coffres chez les clients et dont le moteur met ensuite en mouvement une grue qui élève la lourde charge à la hauteur de l'étage où l'on doit l'installer.

Sans passer en revue toutes les applications déjà réalisées de l'automobilisme aux transports industriels, nous ne pouvons nous empêcher de signaler que, dans un grand nombre de villes, à commencer par Paris, c'est par des voitures mécaniques que le transport des correspondances est fait au moins partiellement; on a créé de même des balayeurs automobiles, des tonneaux d'arrosage mus par moteur mécanique, des pompes à incendie où le moteur, après avoir assuré le déplacement de la pompe, commande l'aspiration et la compression de l'eau. Enfin nous ne devons pas oublier deux importantes applications de l'automobilisme, qui datent à peine de 1900 et qui ont déjà pris une grande extension : nous voulons parler, d'une part, de la petite navigation et, d'autre part, de l'aérostation.

38. Application des moteurs légers d'automobiles à la propulsion des canots de plaisance et des bateaux de pêche. — Le moteur à pétrole rend de grands

lopp e rapidement. Au mois de mai 1900, il existait des usines d'automobiles à Vienne, à Baden près Vienne; à Nesseldorf en Moravie ; à Prague et à Pilsen en Bohême. La fabrique de Nesseldorf produisait 125 automobiles par an, celle de Baden en construisait 150.

Au mois de mai 1900, il n'y avait pas de constructeurs d'automobiles en Russie, en Hongrie, en Grèce, en Espagne, en Portugal ; il y avait seulement 3 usines en Italie (2 à Milan et 1 à Rome).

[*Vehicle Industry in Europe*, vol. XXI, part. II. Special Consular Reports, Washington, 1900 et l'*Economiste Français*, février 1901, p. 173.]

services non seulement dans la propulsion des canots de plaisance, mais encore dans celle des bateaux de pêche. Aux États-Unis, de nombreuses sociétés de pêche ont installé toute leur flotte à moteur explosif; quelques-uns de ces navires sont mêmes munis d'un projecteur électrique pour le travail de nuit. Naturellement les dragues et engins sont remontés par le moteur à explosion; ces bateaux qui ont 13 à 15 mètres de longueur, ont des moteurs de 16 à 20 chevaux. En France, le journal le *Yacht* a organisé le 26 juillet dernier une course de 100 kilomètres pour canots automobiles sur le parcours Poissy-Meulan; l'un de ces canots *Flore* mu par un moteur Otto de 24 chevaux (longueur 7^{m},98 — tirant 0^{m},45) a pu effectuer le parcours en 4 h. 31 m. 49 s., ce qui fait une moyenne de 22 kilomètres à l'heure. Le même canot a effectué au mois de septembre 1903, dans la course organisée par le *Vélo*, le parcours de Courbevoie à Rouen (221 kilomètres) en trois étapes successives formant un temps total de trajet égal à 8 h. 13 m. 24 s.; il a d'ailleurs été battu dans cette course par le *Mercédès* (longueur 10 mètres — tirant 0^{m},60) mû par un moteur Daimler de 35 chevaux qui n'a mis que 7 h. 0 m. 52 s. à faire le même parcours.

Enfin ces deux canots, après être allés dans cette course de *Paris à la Mer*, ont pu prendre part à une épreuve sur 1 mille (1.851^{m},82) en mer, puis sur 3 milles (5.555^{m},46, Coupe Gaston Menier). Les résultats ont été les suivants :

Coupe Gaston Menier...	Mercédès.	11′ 39″
Mille en mer...........	Mercédès.	3′ 50″ 4/5
	Flore.....	4′ 51″

Ces deux épreuves ont, malgré ces performances, été gagnées par un canot anglais, le *Napier*, qui s'était réservé pour ces dernières courses et n'avait pas paru dans les épreuves de fond qui les avaient précédées; les temps de parcours de ce dernier ont été les suivants :

Coupe Gaston Menier.....	11′ 29″ 1/5
Mille en mer.............	3′33″

39. Application des moteurs légers d'automobiles à la propulsion des ballons. — Les progrès que l'automobilisme a suscités dans la construction des moteurs légers a rendu possible la résolution du problème de la direction des ballons. A ce point de vue, les moteurs à pétrole semblent actuellement ceux qui doivent être préférés. En effet, le moteur Buchet de 20 chevaux à 4 cylindres que possédait M. Santos-Dumont sur ses derniers dirigeables, ne pesait pas plus de 5 kilogrammes par cheval ; le grand dirigeable de M. Tatin qui est terminé et qui sera expérimenté aux prochains beaux jours, possède un moteur Mors de 60 chevaux qui ne pèse guère que 5 kilogrammes à 5kg,500 par cheval ; le dirigeable de M. Lebaudy, dont les essais sont des plus satisfaisants, est mû par un moteur Daimler de 40 chevaux [1] ; enfin le ballon *Santos-Dumont* n° 10, actuellement en cours d'essais, porte un moteur Clément de 60 chevaux.

Toutefois, la catastrophe du *Pax*, dirigeable de M. Severo, qui est arrivé à Paris le 13 mai dernier, catastrophe qui est due à l'inflammation par le moteur de l'hydrogène sortant du ballon sous l'influence de la dilatation par suite de la force ascensionnelle et de la hauteur, montre que l'emploi de tels moteurs n'est pas sans danger et que des précautions spéciales doivent être prises pour isoler la masse du gaz qui sert à gonfler le ballon. Un autre désavantage de l'emploi des moteurs à pétrole résulte du délestage continu du combustible, délestage qui fait varier la stabilité verticale.

Aussi dans le dirigeable qui, paraît-il, se construit actuellement au parc d'aérostation de Chalais, MM. Renard abandonnent le moteur à pétrole pour revenir au moteur électrique. Celui-ci a l'avantage de ne pas donner de trépidations, d'être d'un réglage facile et de ne pas varier de poids ; mais il nécessite jusqu'ici un générateur d'électricité, pile ou accu-

1. On nous annonce un *Santos-Dumont* n° 7, de 1.257 mètres cubes, pour un allongement de 49 mètres et un diamètre maximum de 7 mètres. La poutre armée, de 30 mètres de longueur porterait à ses extrémités deux moteurs Clément de 80 à 100 chevaux chacun, pesant 3 kilogrammes par cheval et actionnant deux hélices de 5 mètres de diamètre.

mulateur, d'un poids trop considérable. Ainsi le poids total (piles et moteur) emporté par MM. Tissandier, pour une durée de deux heures et demie, était de 225 kilogrammes pour un moteur de 1,33 cheval, ce qui met pendant cette durée le poids moyen du cheval-heure à 68 kilogrammes. MM. Renard et Krebs, dans leur célèbre ballon *la France*, emportèrent 400 kilogrammes de piles, pour fournir, sans renouvellement de liquide, 9 chevaux pendant une heure trois quarts, ce qui met le cheval-heure à 25 kilogrammes en moyenne. Les nouvelles expériences projetées par MM. Renard nous diront probablement si le moteur électrique l'emporte actuellement sur le moteur à pétrole.

CHAPITRE I

LES TYPES DE MOTEURS A EXPLOSION EMPLOYÉS EN AUTOMOBILISME

§ 1. — LE MOTEUR A EXPLOSION A QUATRE TEMPS

1. Moteur à quatre temps. — Le type de moteur à essence le plus répandu en automobilisme est le type dit : *moteur à explosion à quatre temps.*

Le mouvement du piston dans le cylindre du moteur est produit par l'explosion d'un mélange d'air et de vapeur d'essence. Ce mélange introduit dans le moteur subit les modifications suivantes qui correspondent aux courses du piston représentées dans les figures schématiques 1 à 4[1].

PREMIER TEMPS. — *Aspiration du mélange gazeux.* — Le piston P partant en avant, à la première course, crée une dépression (*fig.* 1) dans le cylindre C ; il sollicite la soupape d'admission I à s'ouvrir ; le mélange gazeux arrive par l'ouverture E et se répand dans le cylindre.

DEUXIÈME TEMPS. — *Compression du mélange gazeux.* — A la fin de la course avant, le piston revient en arrière, pousse devant lui les gaz contenus dans le cylindre, ce qui ferme la soupape I (*fig.* 2). La compression produite dans la chambre A s'élève jusqu'à la limite calculée par le constructeur.

1. Ces figures sont empruntées à l'ouvrage de M. Gobiet : *les Moteurs à Pétrole.* (Paris, Dunod.)

TROISIÈME TEMPS. — *Explosion et détente.* — A la fin de

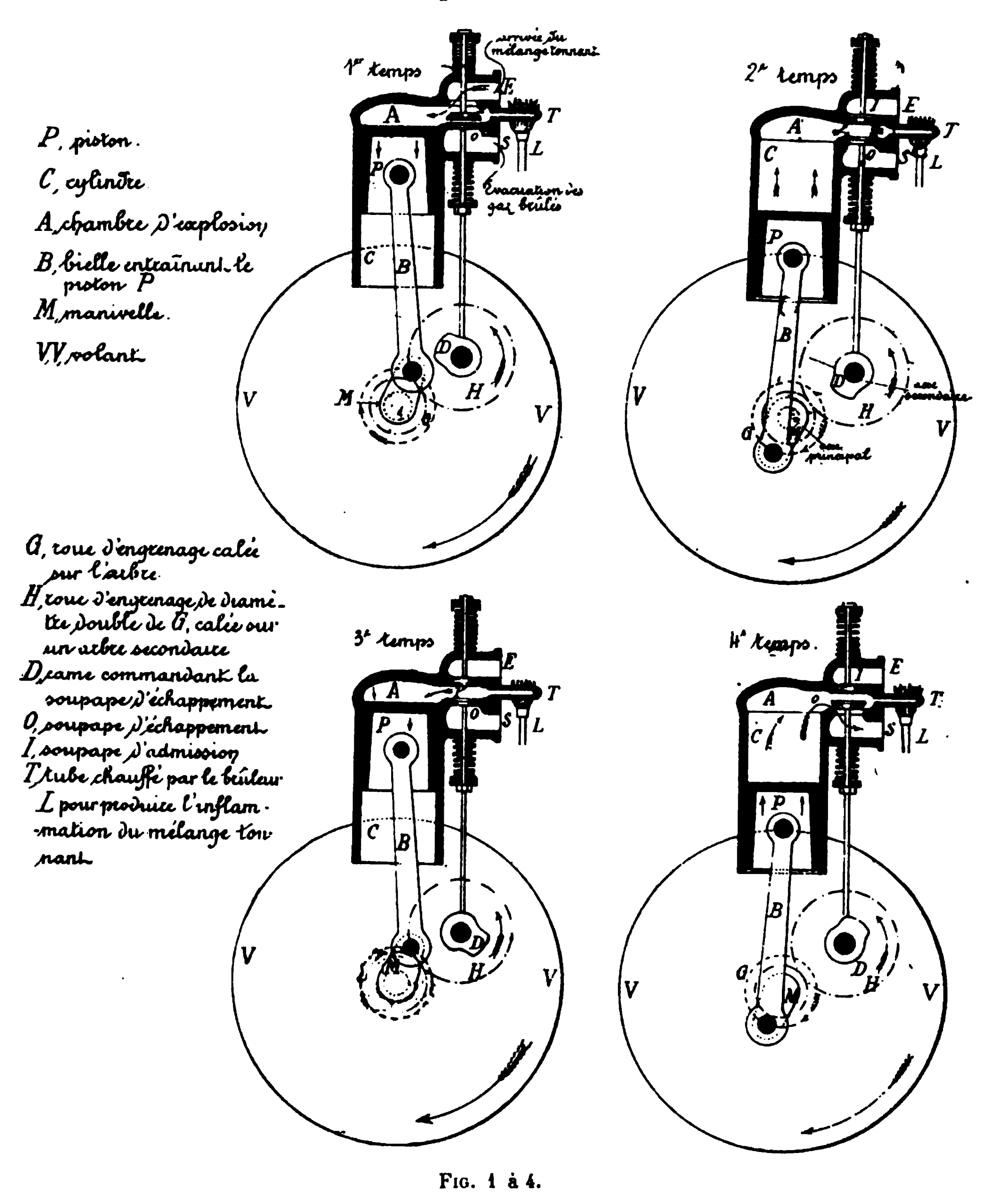


FIG. 1 à 4.

la deuxième course, le mélange gazeux comprimé dans la

chambre A est enflammé en T (*fig.* 3) par un dispositif que nous décrirons plus loin. L'explosion des gaz exerce une pression sur le piston qui est lancé en avant; la détente de ces gaz se produit. A fin de course, cette détente ramène les gaz à une pression voisine de celle de l'atmosphère.

QUATRIÈME TEMPS. — *Évacuation.* — A la fin du troisième temps, la bielle B en travaillant sur la manivelle M a déjà fait décrire un tour et demi à celle-ci. Sur l'arbre principal de la manivelle est calée une roue d'engrenage G (*fig.* 4) qui en commande une autre H de *diamètre double*, calée sur un arbre secondaire. Cet arbre secondaire porte une came D; *l'action de cette came sur la tige de la soupape O revient donc tous les deux tours.* Or cette action ne se produit généralement que juste au moment où le piston est à fond de course; donc, au moment où le piston reprend sa course arrière, la came soulève la soupape O en poussant sur la tige de celle-ci, et les gaz brûlés s'échappent dans l'atmosphère par l'ouverture S. La came est calculée de façon qu'à la fin de cette course elle n'agisse plus sur la soupape O; celle-ci est alors rappelée sur son siège par un ressort. Le piston repart en avant, crée une nouvelle dépression qui ouvre la soupape I et l'ensemble des opérations précédentes se reproduit.

2. Représentation graphique des transformations du mélange gazeux introduit dans le moteur. — Nous avons donné la représentation schématique du fonctionnement du moteur à quatre temps. Montrons maintenant comment on peut représenter la suite des transformations que subit pendant ce temps le mélange gazeux introduit.

Prenons deux axes de coordonnés rectangulaires OV et OP; sur l'axe OV portons des longueurs proportionnelles aux volumes occupés à chaque instant par le mélange gazeux qui évolue dans le moteur; sur l'axe OP, portons des longueurs proportionnelles aux pressions que supporte cette masse gazeuse (*fig.* 5).

Désignons par OV_1 le volume de la chambre A, par OV_2 le

volume total de la chambre A et du volume V_1V_2 balayé par le piston pendant une de ses courses.

Lorsque le piston est à la fin de la quatrième course, la chambre A est remplie par les gaz brûlés provenant d'une opération précédente; la pression de ces gaz est sensiblement égale à la pression atmosphérique. Si, à l'échelle que nous avons adoptée, la longueur $O\varpi$ représente cette pression, le point figuratif de l'état de la masse gazeuse qui reste dans le

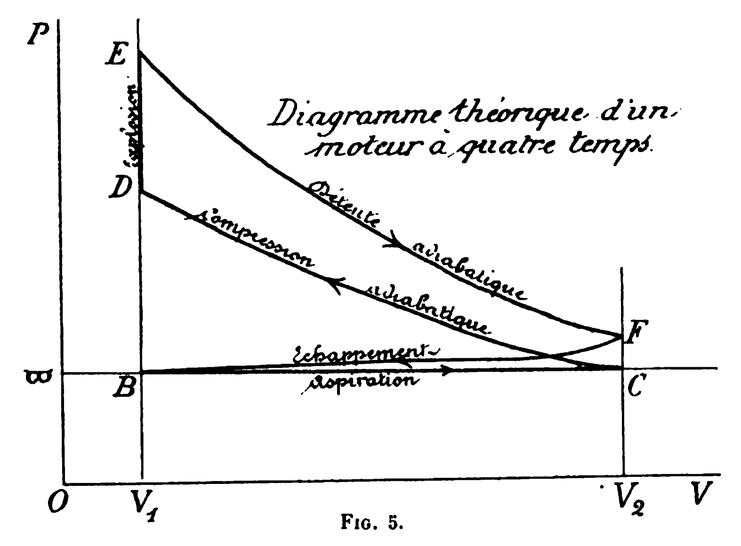


Fig. 5.

cylindre au début du premier temps est le point B de cordonnées V_1 et ϖ.

Pendant le premier temps, le piston aspire dans le cylindre un mélange d'air et de vapeur combustible. A la fin de ce premier temps, le mélange des gaz introduits et des gaz brûlés provenant d'une opération précédente occupe le volume OV_2 sous une pression que l'on ne connaît pas mais qui est probablement peu différente de la pression de l'atmosphère. D'autre part, pendant cette première phase du mouvement, il est bien difficile de définir ce qu'il faut entendre par pression de la masse gazeuse qui se trouve à chaque instant dans le cylindre. On fait alors l'hypothèse suivante :

La pression de la masse gazeuse qui se trouve à chaque instant dans le cylindre pendant la première course est sensiblement égale à la pression atmosphérique; les points figuratifs des états successifs par lesquels passe cette masse de gaz sont les points de la droite BC *qui est dite la ligne représentative du premier temps de la marche du moteur.*

L'état du mélange gazeux à la fin du premier temps étant représenté par le point C, le piston revient en arrière et comprime pendant le deuxième temps le mélange gazeux de manière à l'amener du volume OV_2 au volume OV_1.

Admettons que la compression soit assez rapide pour que, pendant ce deuxième temps, le mélange gazeux ne puisse ni céder de chaleur au cylindre de la machine ni en recevoir; nous disons alors que la compression effectuée pendant le deuxième temps est *adiabatique.* Les volumes et les pressions de la masse gazeuse durant cette compression sont représentés par les points de la courbe CD.

A la fin du deuxième temps, se produit l'explosion du mélange gazeux. Admettons que cette explosion soit *instantanée*, en d'autres termes, que le piston n'ait pas le temps de se déplacer pendant qu'elle se produit. La pression dans le cylindre passe brusquement de la V_1D à la valeur V_1E les points D et E se trouvant sur une même parallèle à l'axe des pressions. Le point E représente donc l'état (*volume et pression*) du mélange gazeux à la fin de l'explosion.

Durant le troisième temps, le piston se déplace dans le cylindre de manière que le volume des gaz qui se trouvent derrière lui passe de la valeur OV_1 à la valeur OV_2. Ces gaz se détendent dans le cylindre du moteur; admettons que cette détente soit *adiabatique;* la courbe EF figure les volumes et les pressions successifs de la masse gazeuse durant cette détente. Le point F est le point figuratif de l'état (*volume et pression*) de la masse gazeuse à la fin du troisième temps.

Enfin, durant le quatrième temps, les gaz sont évacués dans l'atmosphère à une pression décroissante mais légèrement supérieure à la pression atmosphérique. La courbe FB

figure, à chaque instant de l'échappement, les volumes et pressions de la masse de gaz qui se trouve dans le cylindre.

La figure que nous venons de construire s'appelle le *diagramme théorique du moteur à quatre temps.*

On démontre que l'aire limitée par la courbe BCDEFB ou sensiblement l'aire CDEFC (l'aire BCFB est négligeable) représente *le travail produit sur le piston pendant les quatre temps de la marche.* Or pendant le premier et le quatrième temps, la pression sur les deux faces du piston est sensiblement la même, le travail produit pendant ces deux phases du mouvement est donc négligeable. Le travail produit pendant le deuxième temps (compression) est un travail résistant; le travail produit pendant le troisième temps (détente) est un travail moteur. L'aire CDEFC est la différence de deux autres :

L'aire CBEFC, qui représente le travail moteur;

L'aire CBDC, qui représente le travail résistant;

Le travail total produit pendant les quatre courses du piston est donc égal à celui qui se produirait pendant une course si le piston recevait sur l'une de ses faces un travail moteur représenté par l'aire CBEFC et s'il supportait sur l'autre face un travail résistant représenté par l'aire CBDC.

Ceci posé, considérons un rectangle ayant pour base V_1V_2 et pour surface la surface CDEFC, la hauteur P de ce rectangle est donnée par la relation

$$P = \frac{\text{aire CDEFC}}{V_1V_2}.$$

On donne à cette hauteur P le nom d'*ordonnée moyenne du diagramme*. Elle représente la *pression moyenne exercée sur le piston* pendant les périodes de travail moteur (troisième phase) et de travail résistant (deuxième phase).

Elle nous figure donc la pression moyenne qui s'exercerait sur le piston si, pendant une course, le piston recevait sur l'une de ses faces le travail moteur CBEFC et supportait sur l'autre face le travail résistant CBDC.

Il est dès lors facile d'obtenir la puissance produite par la machine.

Appelons :

D, le diamètre (exprimé en mètres) du cylindre moteur;

C, la course du piston (exprimée en mètres);

N, le nombre de tours par minute;

P, la pression moyenne (exprimée en kilogrammes par centimètre carré).

Si le piston supporte pendant une course la pression moyenne P, il reçoit pendant cette course l'effort moyen représenté par le produit

$$\frac{10.000\pi D^2}{4} \times P \qquad \pi = 3,1416.$$

Le travail correspondant est, en kilogrammètres,

$$(1) \qquad \mathcal{T}_t = \frac{10.000\pi D^2}{4} \times P \times C.$$

Ce travail est aussi celui qui est produit durant un tour du moteur, puisque la course durant laquelle le piston reçoit sur une des faces du travail moteur et subit sur l'autre du travail résistant est équivalente à deux courses réelles de ce moteur.

Le travail effectué pendant une seconde, ou pendant $\frac{N}{60}$ tours ou encore la puissance de la machine en kilogrammètres-seconde est donc

$$(2) \qquad F_t = \frac{10.000\pi D^2}{4} \times P \times \frac{CN}{60}.$$ [1]

Mais une machine d'une puissance de 1 cheval est une machine capable de produire 75 kilogrammètres par seconde; une machine

1. On peut encore raisonner de la manière suivante. On a en effet les égalités :

$$P = \frac{\text{aire CDEFC}}{V_1V_2} = \frac{\text{aire CBEFC}}{V_1V_2} - \frac{\text{aire CBDC}}{V_1V_2} = P_m - P_r.$$

Comme P_m représente le rapport $\frac{\text{aire CBEFC}}{V_1V_2}$ et que P_r représente le rapport

qui produit F_i kilogrammètres par seconde a donc une puissance de $\frac{F_i}{75}$ chevaux, c'est-à-dire une puissance exprimée par la relation

$$(3) \qquad F'_i = \frac{10.000\pi D^2}{4} \times P \times \frac{CN}{60 \times 75} = 1,7453D^2CNP.$$

Remarque. — Dans un grand nombre d'ouvrages, on adopte aujourd'hui une unité de puissance différente du cheval-vapeur ; cette nouvelle unité est le *poncelet.*

Une machine est dite avoir une puissance de 1 poncelet lorsqu'elle est capable de produire un travail de 100 kilogrammètres par seconde. Un cheval-vapeur vaut donc 0,75 poncelet ou un poncelet vaut 1,34 cheval-vapeur.

Si, dans la formule précédente, nous exprimons la puissance en poncelets, nous trouvons

$$(4) \qquad F''_i = \frac{10.000\pi D^2}{4} \times P \times \frac{CN}{60 \times 100} = 1,309D^2CNP.$$

3. Travail indiqué. Puissance indiquée. — On donne

$\frac{\text{aire CBDC}}{V_1V_2}$, P_m et P_r représentent les pressions moyennes exercées sur le piston pendant la course motrice et pendant la course résistante.

Le travail produit pendant la course motrice a pour expression

$$\frac{10.000\pi D^2}{4} \times P_m \times C.$$

Le travail produit pendant la course résistante est égal à

$$\frac{10.000\pi D^2}{4} \times P_r \times C.$$

Le travail produit pendant un tour (ensemble de la course motrice et de la course résistante) a pour valeur

$$\frac{10.000\pi D^2}{4} \times C\ (P_m - P_r) = \frac{10.000\pi D^2}{4} \times C \times P$$

et le travail produit pendant $\frac{N}{60}$ tours ou pendant une seconde, c'est-à-dire la puissance de la machine en kilogrammètres-seconde, a l'expression F_i, que nous avons donnée.

au travail $\mathcal{T}_i$ le nom de *travail indiqué* produit pendant une seconde et aux quantités F'_i et F''_i le nom de *puissance indiquée*.

Désignons par Q la quantité de chaleur dégagée pendant l'explosion par le mélange gazeux introduit dans le moteur, et par E l'équivalent mécanique de la chaleur ; on donne au rapport

$$r_i = \frac{\mathcal{T}_i}{EQ} \tag{5}$$

le nom de *rendement thermique indiqué*.

La quantité Q reçoit souvent le nom de *quantité de chaleur disponible par explosion*.

L'équivalent mécanique de la chaleur E est une constante qui a les valeurs suivantes :

Si on prend comme unités le kilogramme-poids, le mètre et la grande calorie ou calorie-kilogramme (quantité de chaleur nécessaire pour élever 1 kilogramme d'eau de 0° à 1°), E prend la valeur 425.

Si on prend comme unités le gramme-masse, le centimètre et la petite calorie ou calorie-gramme, E prend la valeur $4,17 \times 10^7$.

Exemple du calcul précédent. — Prenons comme exemple le résultat suivant obtenu sur un moteur de Dion alimenté avec de l'alcool carburé à 50 0/0.

C = Course du piston en mètres	0,11
D = Diamètre du piston en mètres	0,081
$\frac{\pi D^2}{4}$ = Surface du piston en mètres carrés	0,005184
$\frac{\pi D^2}{4} \times C$ = Volume de la cylindrée en mètres cubes.	0,000570
N = Vitesse en tours par minute ou vélocité	1300
$\frac{N}{60}$ = — seconde	21,7
Aire CDEFC = surface utile du diagramme en centimètres carrés	13,035
V_1V_2 = longueur du diagramme en centimètres	10
$\frac{\text{Aire CDEFC}}{V_1V_2}$ = hauteur en centimètres du rectangle équivalent au diagramme	1,3035

P = pression moyenne correspondante en kilogrammes par centimètre carré.................. 4,345

$\frac{10.000\pi D^2}{4} \times P$ = force exercée sur le piston en kilogrammes : 51,84 × 4,345................ = 225,245

$\mathcal{T}_i = \frac{10.000\pi D^2}{4} \times P \times C$ = travail pendant deux tours en kilogrammètres : 0,11 × 225,245..... = 24,78

F_i = puissance indiquée en kilogrammètres par seconde.............. 536,73

F_i' = puissance indiquée en chevaux............ 7,17

F_i' = — en poncelets............ 5,4

4. Diagrammes réels. — Pour tracer le diagramme théorique, nous avons fait quelques hypothèses qui définissent des conditions idéales dont on doit, autant que possible, se rapprocher dans la pratique, mais qui ne sont pas, en général, réalisées. Nous avons supposé que la compression et la détente du mélange gazeux étaient adiabatiques. En réalité, pendant la compression, les parois du cylindre du moteur cèdent de la chaleur au mélange gazeux, tandis que, pendant la détente, ce mélange, qui se trouve à une température supérieure à celle des parois, leur cède de la chaleur. D'autre part, l'explosion n'est pas instantanée comme nous l'avons supposé; pendant le temps qu'elle se produit, le piston parcourt un certain chemin et le point E qui, dans la figure 5 correspond à la pression maximum à la fin de l'explosion, se trouve d'autant plus reporté vers la droite que l'explosion a nécessité un temps plus long pour se propager dans toute la masse du mélange gazeux.

Le diagramme réel a donc une forme différente de celle du diagramme théorique. On appelle *diagramme normal* celui dont la forme est la plus voisine de celle du diagramme théorique; nous avons représenté un tel diagramme dans la figure 6.

On peut remarquer dans ce diagramme que l'échappement commence en *e* avant que le piston ne soit arrivé au troisième temps, à la fin de sa course. On dit alors que l'on fait de l'*avance à l'échappement*. Celle-ci a pour but d'éviter une com-

pression des gaz de la combustion pendant le début de l'échappement, compression qui se produit si l'échappement commence au début du quatrième temps et qui est nuisible en ce qu'elle introduit un travail résistant et diminue par là même le travail et la puissance indiqués.

Le diagramme de la *figure* 6 montre que l'allumage du mélange gazeux se fait en *c* à la fin du deuxième temps. Le plus souvent on produit ce que l'on appelle l'*avance à l'allumage*, c'est-à-dire qu'on allume le mélange gazeux avant la fin du deuxième temps. Cette avance à l'allumage est nécessitée par

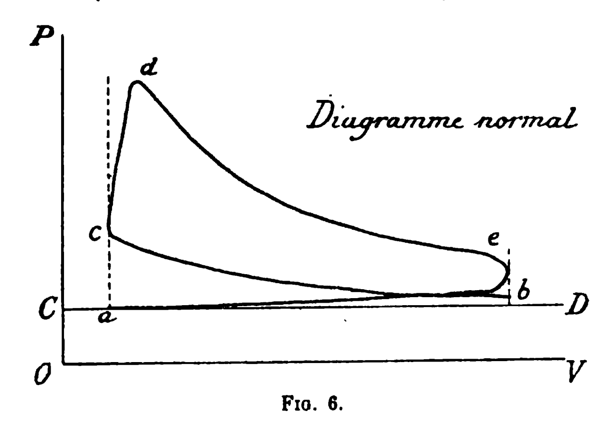


Fig. 6.

ce fait que, le mélange introduit dans le moteur n'étant pas homogène, l'explosion peut rencontrer des obstacles à sa propagation par suite de la présence de parties moins riches en substances combustibles. Si, dans ces conditions, on allume le mélange à fond de course, il peut se faire que l'explosion se continuant pendant tout ou partie du troisième temps, la détente des gaz brûlés ne puisse se produire ou même que l'explosion se propage à l'extérieur du moteur. Dans les deux cas, le mélange tonnant ne produit pas tout le travail qu'il est susceptible de fournir; une partie de ce travail est dépensée en pure perte.

D'un autre côté, on fait de l'avance à l'allumage afin d'avoir une combustion aussi complète que possible. Sans cela, en

particulier quand le mélange tonnant est formé par un mélange d'air et d'essence de pétrole, il peut arriver que les gaz d'échappement contiennent soit un peu d'essence non brûlée,

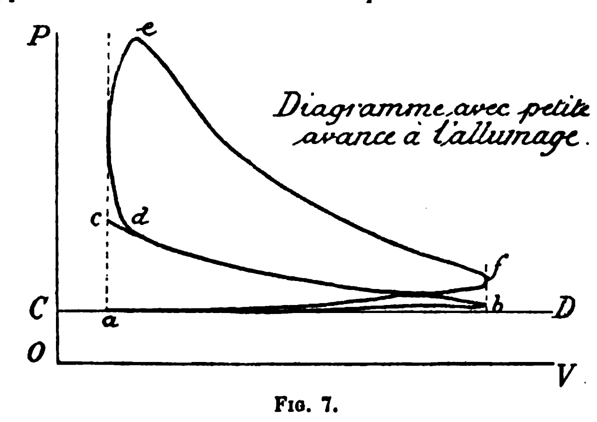


Fig. 7.

soit des carbures d'hydrogène provenant de la décomposition des carbures existant dans l'essence, carbures dont la présence

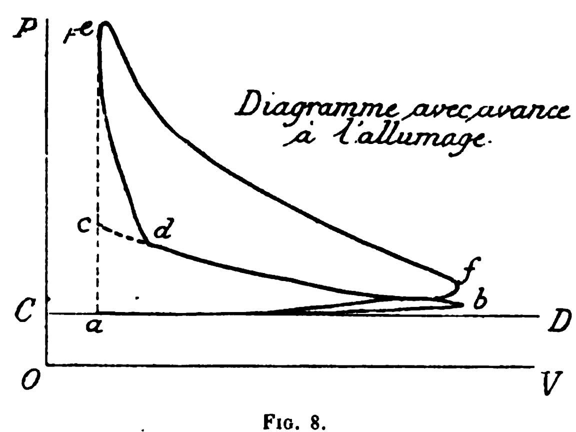


Fig. 8.

est toujours dénotée par l'odeur désagréable des gaz d'échappement.

Quand on fait de l'avance à l'allumage, les diagrammes affectent l'une ou l'autre des formes des figures 7 et 8, suivant que cette avance est plus ou moins considérable. Par exemple,

le second diagramme nous montre que le maximum de la pression explosive est obtenu à la fin du deuxième temps et que la détente des gaz brûlés commence dès le début du troisième temps alors qu'il n'en est pas ainsi dans les autres diagrammes.

Au contraire, lorsqu'on a un retard à l'allumage, le gaz

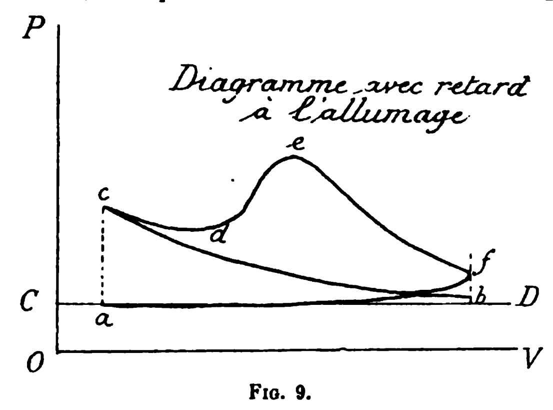


Fig. 9.

comprimé se détend pendant une partie de la course de détente et l'on a le diagramme représenté par la figure 9. On voit immédiatement que l'aire limitée par la courbe de ce diagramme est plus petite que l'une quelconque des aires qui précèdent; le travail indiqué est plus faible dans le cas d'un retard à l'allumage que dans le cas où l'allumage se fait à fond de course ou avant la fin du deuxième temps.

---

§ 2. — ÉTUDE EXPÉRIMENTALE D'UN MOTEUR A EXPLOSION TRACÉ DES DIAGRAMMES. MESURE DE LA PUISSANCE EFFECTIVE

1. Tracé des diagrammes. Manographe de MM. Hospitalier et Carpentier. — Enregistreur d'explosions de M. Mathot. — Les diagrammes que nous venons de décrire sont tracés par la machine elle-même. Tant que le

nombre des tours par minute n'est pas supérieur à 300, on peut obtenir ce tracé au moyen d'indicateurs, tous fondés sur le principe de l'indicateur de Watt[1]. Mais lorsque, comme dans les moteurs d'automobiles, le nombre des tours par minute atteint 1.000 ou 1.500, les instruments qui sont employés pour les machines fixes et les locomotives ne sont plus utilisables à cause de l'inertie des pièces qui constituent l'indicateur[2].

C'est dans le but de combler cette lacune que MM. Hospitalier et Carpentier d'une part, M. Mathot de l'autre, ont établi les premiers le *Manographe*, le second l'*Enregistreur d'explosions*. Ces deux appareils fondés sur des principes entièrement différents donnent des indications qui se complètent réciproquement; le manographe dessine les diagrammes sous la forme que nous avons étudiée dans le paragraphe précédent; l'enregistreur Mathot donne un tracé graphique non fermé qui permet de se rendre compte du régime d'un moteur et de sa marche générale. Le premier instrument permet d'apprécier pour un cycle déterminé la compression, la puissance de l'explosion et de suivre les phénomènes de détente, d'échappement et d'aspiration ; le second instrument donne le moyen de comparer entre elles les diverses explosions qui se succèdent dans un moteur, c'est-à-dire de déterminer leur nombre, la pression initiale de chacune, le nombre de tours correspondant, l'ordre dans lequel elles se succèdent, etc. ; — en un mot, il trace un graphique qui figure l'histoire de la marche du moteur.

Nous décrirons successivement ces deux appareils en commençant par celui de MM. Hospitalier et Carpentier.

1. Nous avons étudié le fonctionnement de ces appareils dans notre ouvrage : *Leçons sur les machines à vapeur* (Liège, Charles Desœr, 1901). Voir aussi, pour le tarage de ces instruments, un mémoire important publié dans le *Zeitschrift des Vereins der deutscher Ingenieure* (18 octobre 1902) et traduit dans le *Bulletin de la Société d'Encouragement à l'Industrie Nationale* (T. 101. Novembre 1902).

2. L'importance de ces effets d'inertie est fonction du poids des pièces en mouvement dans l'indicateur et du chemin qu'elles parcourent. Les masses en mouvement sont constituées par le piston, sa tige, le ressort et les leviers du parallélogramme traceur.

2. Composition optique des mouvements de deux diapasons vibrant dans des plans rectangulaires. — Afin de nous rendre compte du mode de fonctionnement du manographe, considérons deux diapasons portant chacun un miroir plan collé sur une de leurs tranches (*fig.* 10). Le diapason 1 peut vibrer dans un plan horizontal, tandis que l'autre diapason 2 peut vibrer dans un plan vertical c'est-à-dire dans un plan perpendiculaire au premier.

Considérons un rayon lumineux qui, après s'être réfléchi sur le miroir m_1 du diapason 1, se réfléchit sur le miroir m_2 et vient rencontrer un écran E.

Laissons le miroir m_2 fixe et faisons vibrer le diapason 1 dans un plan horizontal. Par suite du mouvement du miroir m_1, la normale à ce miroir se déplace dans un plan horizontal; l'angle que fait le rayon incident avec la normale à ce miroir varie et le rayon réfléchi se déplace dans un plan horizontal qui est ici le plan d'incidence sur le miroir m_1; l'intersection de ce rayon réfléchi avec un plan quelconque décrit donc l'horizontale de ce plan. En particulier, le rayon réfléchi sur le miroir m_2 qui provient de ce premier rayon réfléchi rencontre l'écran E suivant les divers points de l'horizontale ab. Comme le mouvement de vibration du miroir m_1 est très rapide, le temps qui s'écoule entre deux positions successives du rayon doublement réfléchi est inférieur à la durée des impressions lumineuses sur la rétine; nous apercevons sur l'écran E *la ligne horizontale lumineuse ab*, lieu des points d'intersection avec cet écran des diverses positions du rayon doublement réfléchi sur les miroirs m_1 et m_2.

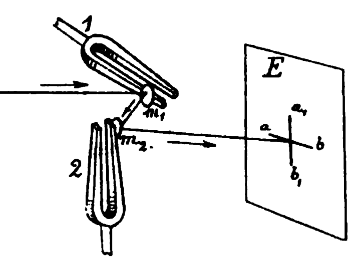


Fig. 10.

Laissons maintenant le miroir m_1 fixe et faisons vibrer le diapason 2 dans un plan vertical La normale au miroir m_2 se meut dans ce plan vertical qui est le plan d'incidence de la

lumière sur ce miroir; le rayon réfléchi sur le miroir m_2 se déplace donc dans ce plan et son intersection avec l'écran E est une droite verticale a_1b_1 que l'on aperçoit par suite du même phénomène de la persistance des impressions lumineuses sur la rétine; cette droite lumineuse est perpendiculaire à la première.

Supposons maintenant que nous fassions vibrer à la fois les deux diapasons. Le rayon doublement réfléchi sur le miroir

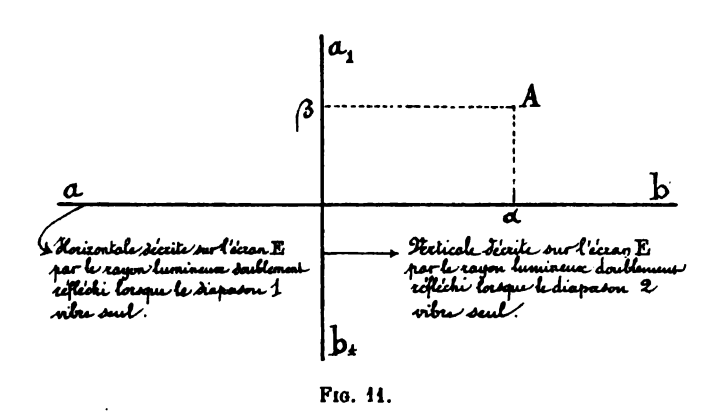


Fig. 11.

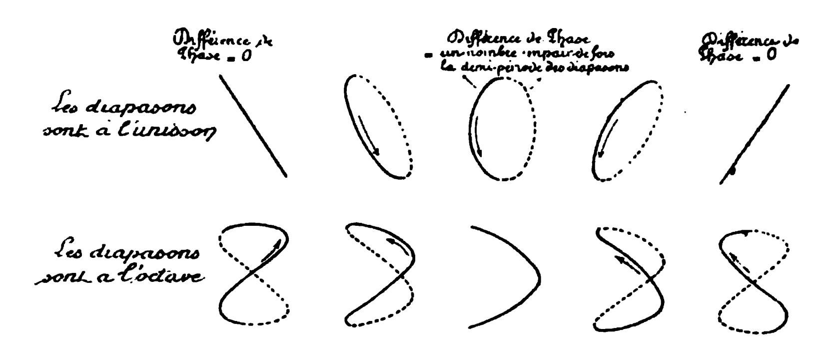
m_1, puis sur le miroir m_2 ne décrit plus en général un plan; à un instant donné t, sa position dépend de la position du miroir m_1 et de celle du miroir m_2. Sur l'écran E considérons les deux droites rectangulaires ab et a_1b_1; à l'instant t, si le miroir m_1 vibrait seul, le rayon doublement réfléchi couperait l'écran E en un point α de la droite ab (*fig.* 11); à ce même instant t, si le miroir m_2 vibrait seul, le rayon doublement réfléchi couperait l'écran E en un point β de la droite a_1b_1; enfin, à ce même instant t, si les miroirs m_1 et m_2 vibrent ensemble, le rayon doublement réfléchi coupe l'écran E en un point A situé à l'intersection d'une parallèle à ab menée par le point β et d'une parallèle à a_1b_1 menée par le point α.

La position de ce point A varie avec l'instant t et ce point décrit sur l'écran E une certaine courbe. Comme l'intervalle

de temps que le point A met à passer d'une position à une autre, est inférieur à la durée de la persistance des impressions lumineuses sur la rétine, l'œil aperçoit à la fois toute une série de positions du point A et voit sur l'écran E la courbe décrite par le point A sous la forme d'une ligne lumineuse.

La forme de cette courbe dépend :

1° Des *périodes des deux diapasons;* deux diapasons à l'oc-



Composition des mouvements de 2 diapasons vibrant dans des plans rectangulaires

Fig. 12.

tave l'un de l'autre, ne donnent pas la même courbe que deux diapasons à l'unisson (*fig.* 12);

2° De la *différence de phase ou du décalage de deux diapasons d'une période déterminée*, c'est-à-dire de l'intervalle de temps que l'on a mis entre les excitations de deux diapasons (*fig.* 12).

Si les diapasons sont à l'unisson, la courbe décrite par le point A est, en général, une ellipse; mais si les diapasons ont été excités en même temps, c'est-à-dire si la différence de phase est nulle, cette ellipse se réduit à une droite; elle devient un cercle si l'intervalle de temps compris entre les excitations des deux diapasons est égal à un nombre impair de fois la moitié de leur période.

Par exemple un diapason qui donne la note « *la* normal » fait 435 vibrations par seconde; sa période est donc égale à $\frac{1}{435}$ de seconde. Si la différence de phase entre les mouvements de deux tels diapasons vibrant dans des plans rectangulaires est égal à un nombre impair de fois $\frac{1}{870}$ de seconde, la composition des mouvements de ces diapasons donne un cercle sur l'écran E.

Remarque. — Pour rendre plus claire l'explication précédente, nous avons supposé qu'un seul rayon lumineux se réfléchissait sur les deux miroirs m_1 m_2, pour venir finalement rencontrer l'écran E. En réalité, on fait réfléchir sur les deux miroirs un petit faisceau lumineux convergent dont l'image, après double réflexion, est au point sur l'écran E.

3. Déplacements d'un miroir plan reposant sur trois points. — Ceci posé, considérons un miroir plan placé dans le plan du papier et reposant sur trois points A, B, C, disposés de telle façon que les droites AB et BC soient rectangulaires entre elles (*fig.* 13). Le point B est fixe; les deux points A et C peuvent subir de petits déplacements chacun suivant une direction normale au plan du miroir ou au plan du papier. Envoyons sur le miroir un faisceau lumineux convergent, provenant d'un point dont, après réflexion sur le miroir M, l'image se peint sur un écran E parallèle au miroir M ou au plan du papier.

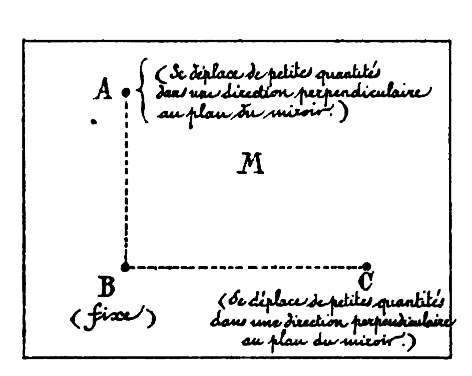


Fig. 13.

Si, *laissant fixes les points* A *et* B *et par suite la ligne* AB, on fait mouvoir de petites quantités autour de AB, le point

C dans une direction normale au miroir M, on observe, par exemple, sur l'écran E, une droite lumineuse analogue à celle qui a été observée avec les deux diapasons en laissant fixe le diapason 2 et en excitant le diapason 1. *Si, au contraire, nous laissons fixes les points* B *et* C, *et par suite la droite* BC, et que nous fassions mouvoir de petites quantités le point A autour de BC dans une direction normale au miroir M, nous observons sur l'écran E une droite lumineuse analogue à celle que nous avons obtenue en laissant fixe le diapason 1 et excitant le diapason 2, c'est-à-dire une droite lumineuse normale à la première. On peut, en effet, assimiler les deux directions BC et BA, aux directions des branches de deux diapasons vibrant, comme les diapasons considérés plus haut, dans deux plans rectangulaires.

Enfin si nous faisons mouvoir à la fois les points A *et* C de petites quantités dans une direction normale au plan du miroir M, nous observons sur l'écran E un phénomène de composition de mouvements analogue à celui que nous avons décrit dans l'expérience des deux diapasons vibrant dans des plans rectangulaires. Nous voyons se peindre sur l'écran E une courbe dont *la forme dépend non seulement des mouvements propres des points* A *et* C, *mais encore du décalage ou de la différence de phase de ces mouvements l'un par rapport à l'autre.*

4. Principe du Manographe. — En particulier, supposons que le *déplacement du point* C *soit commandé par le mouvement du piston d'un moteur d'automobile et se fasse en synchronisme avec lui.* Si le point C se déplace seul, le rayon lumineux réfléchi sur le miroir M trace sur l'écran E une droite qui nous figure l'axe sur lequel nous portons les déplacements du piston, c'est-à-dire l'*axe que nous avons désigné par* OV dans les diagrammes représentés plus haut.

Supposons, d'autre part, que *les déplacements du point* A *soient déterminés par les variations de pression qui se produisent à l'intérieur du moteur pendant sa marche.* Si le point A se

déplace seul le rayon lumineux réfléchi sur le miroir M trace sur l'écran E une droite perpendiculaire à la première et qui n'est autre que celle sur laquelle nous avons porté les valeurs des pressions, c'est-à-dire l'*axe désigné plus haut par* OP.

Lorsque le moteur est en marche, les deux points A *et* C *se meuvent à la fois* et sur l'écran E se peint une courbe dont la forme dépend à la fois du mouvement du piston et des pressions de la masse gazeuse qui, dans le moteur, évolue derrière le piston. *Cette courbe est le diagramme réel* que nous avons défini plus haut.

5. Réalisation pratique du manographe. — Tel est le principe du manographe Hospitalier-Carpentier. Indiquons maintenant comment on est parvenu à réaliser les conditions ci-dessus.

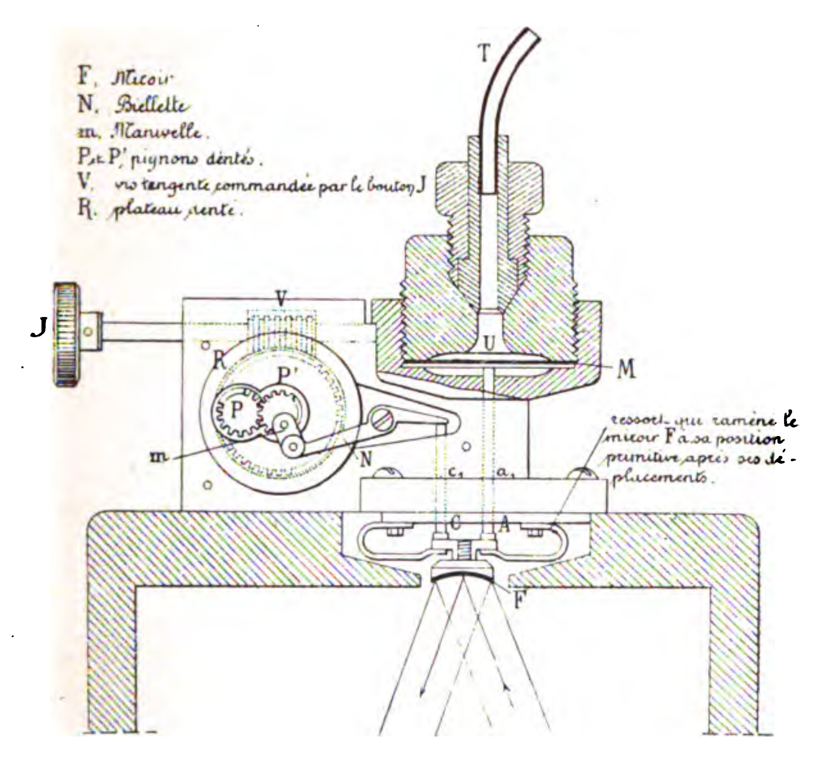
Miroir. — Le miroir sur lequel on fait réfléchir la lumière est non un miroir plan, mais, pour des raisons que nous donnerons plus loin, *un miroir sphérique concave* représenté en F dans les figures 14, 15, 16.

Transmission au point C *du mouvement du piston.* — Le *mouvement du piston est transmis au point* C par l'intermédiaire d'une tige c_1 (*fig.* 14) qui reçoit son mouvement alternatif par l'intermédiaire d'un répétiteur composé d'une manivelle *m* et d'une bielle N commandées par le pignon P′. Celui-ci engrène avec un pignon P de même diamètre, fixé à l'extrémité de l'arbre L (*fig.* 15) mis en mouvement par un arbre flexible S (*fig.* 17) relié à l'arbre du moteur. Le mouvement de la tige c_1 est donc entièrement synchrone avec le mouvement du piston; il en est de même des déplacements du point C du miroir F.

On peut se demander pourquoi le flexible S ne vient pas commander directement le pignon P′. Cela tient au fait suivant.

Il faut que le début de la course du piston coïncide exactement avec le début du mouvement de la tige c_1; de plus, il convient que le mouvement de la tige c_1 soit conjugué avec le

mouvement du piston de telle manière que le diagramme soit lisible de gauche à droite comme on en a l'habitude, c'est-à-dire que durant le premier temps (admission du mélange tonnant),



Manographe Hospitalier-Carpentier.

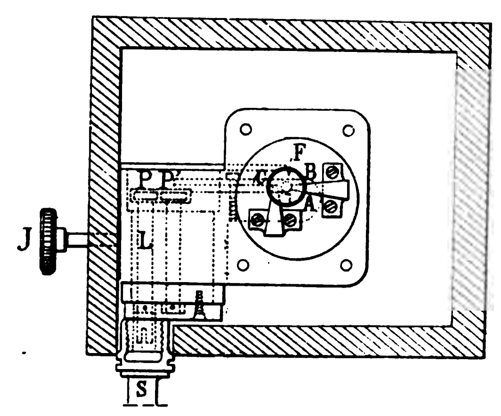
Transmissions aux points A et C du miroir F des mouvements du piston et des variations de la pression à l'intérieur du moteur.

(Locomotion 2e Année n° 24 p 172)

FIG. 14.

le rayon réfléchi sur le miroir F se déplace de gauche à droite. Si le flexible S commandait directement le pignon P', il faudrait des tâtonnements pénibles pour arriver à ce but ; il faudrait, en effet, en donnant au pignon P' un mouvement de rotation indépendant du mouvement de rotation du moteur,

supprimer le décalage existant entre le mouvement de la tige c_1 et celui du piston ; si le flexible S était directement relié au pignon P′, on ne pourrait effectuer le réglage qu'en supprimant la liaison de ce flexible soit avec P′ soit avec l'axe du moteur. On serait conduit à une série d'essais très longs et



Manographe Hospitalier-Carpentier.
(Locomotion n° 24. p. 171)

A, B, C, *points d'appui du miroir* F ;
P, P′, *pignons dentés* ;
L, *arbre fixé à l'extrémité du flexible* S ;
S, *flexible* ;
J, *bouton moleté qui déplace le pignon* P *autour de* P′

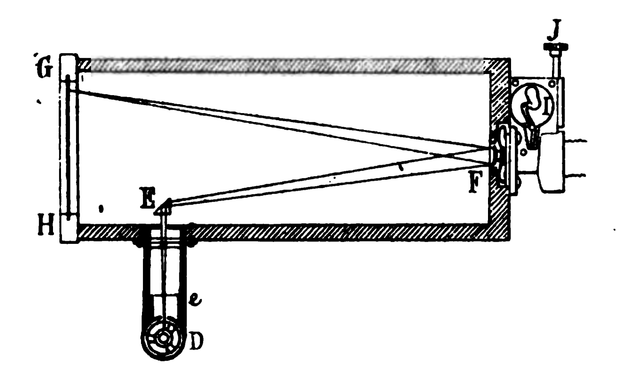
Fig. 15.

très délicats qui ne pourraient s'effectuer pendant la marche du moteur.

On évite ces difficultés par l'artifice suivant.

Avec le pignon P′, on fait engrener un pignon égal P auquel est fixé le flexible S. Le pignon P se déplace sans *tourner sur lui-même* de telle façon que le centre O décrive une circonférence O′ autour du pignon P′ (*fig.* 18). Dans ce déplacement, le pignon P donne au pignon P′ le mouvement de rotation nécessaire pour supprimer le décalage existant entre les mou-

vements du piston et de la tige c_1. Pour obtenir ce mouvement du pignon P, on le *fixe* sur un plateau R denté extérieurement que l'on fait tourner autour de O′ et par suite autour de P′ au moyen d'une vis tangente V commandée par un bouton molleté J (*fig.* 14).



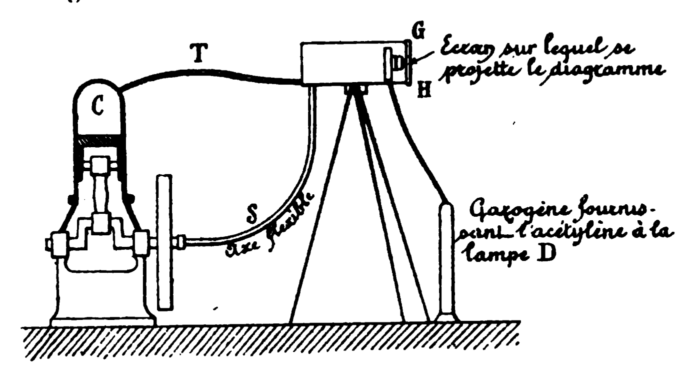
Manographe Hospitalier-Carpentier.
Coupe horizontale de l'ensemble du manographe
(Locomotion n° 24 p. 171)

D, *lampe à acétylène*;
e, *petit écran*;
E, *prisme à réflexion totale jouant le rôle d'un miroir plan*;
F, *miroir concave*;
GH, *écran sur lequel se peint l'image du diagramme*

Fig. 16.

Si le moteur est arrêté, on voit, en le faisant tourner à la main, dans quelle position doit se trouver le rayon réfléchi sur le miroir F ou, ce qui revient au même, dans quelle position doit se trouver le point lumineux intersection du rayon réfléchi avec l'écran sur lequel on observe le diagramme fourni par le moteur ; s'il ne se trouve pas à l'endroit voulu, on l'y amène en faisant tourner P autour de P′ à l'aide de la vis V. En marche, le réglage se fait aussi facilement et on obtient

un calage identique des deux mouvements, en observant, par exemple, la forme de la courbe correspondant à la période de compression, en remarquant si cette courbe va en montant de droite à gauche.



Manographe Hospitalier-Carpentier
Ensemble et montage sur un moteur

Fig. 17.

Transmission de la pression au point A *du miroir.* — Comment la pression est-elle transmise au point A ?

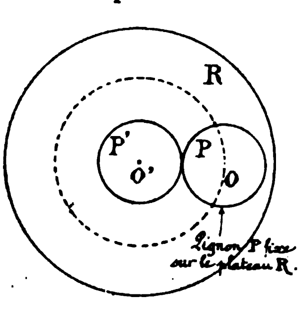


Fig. 18

La chambre de compression du moteur à étudier communique par un tube en cuivre T avec le manographe ; ce tube, d'un diamètre intérieur de 2 à 3 millimètres, vient aboutir dans une chambre U fermée par une membrane métallique et flexible M. Cette membrane agit ici comme celle d'un récepteur téléphonique, et se déplace sous l'influence des variations de pression; ces mouvements sont transmis par l'intermédiaire de la tige *a*, au point A du miroir F.

Il convient, d'ailleurs, de faire ici une remarque importante. Le volume de la chambre U offre une capacité presque nulle; il n'y a pas dans cette chambre de mouvement de gaz, mais

seulement de légers déplacements sous l'influence des variations de pression. La longueur du tube T n'excède pas un mètre et on a reconnu que, pour cette longueur, les pertes de charge sont absolument négligeables; l'aspect du diagramme ne se trouve donc pas dénaturé.

Éclairement du miroir. — Enfin, on obtient de la manière suivante les rayons lumineux qui, réfléchis sur le miroir F, donnent sur un écran l'image du diagramme cherché.

Une lampe à acétylène D (*fig.* 16) fournit un faisceau de rayons lumineux divergents guidés par un trou percé dans un petit écran *e*; ce faisceau tombe sur un miroir plan E ou mieux sur un prisme à réflexion totale [1] qui renvoie sur le miroir concave [2] F un faisceau lumineux divergent. Enfin ce miroir F transforme ce faisceau divergent en un faisceau qui converge en un point de l'écran GH formé par une glace dépolie. Le point lumineux, sommet du faisceau réfléchi sur le miroir F, décrit sur la glace dépolie le diagramme du moteur. Si l'on veut conserver trace de ce diagramme, on peut le calquer sur la glace dépolie ou substituer une plaque photographique à cette glace.

6. Enregistreur d'explosions Mathot. — L'enregistreur d'explosions Mathot est constitué par un dispositif analogue à celui des indicateurs à diagrammes; le constructeur s'est efforcé de diminuer les effets d'inertie dus aux organes en mouvement : le tracé se fait sur une bande de papier qui se déroule d'une façon continue.

Le cylindre (C) (*fig.* 19) est muni d'un piston (P) *évidé* et armé, autour de sa tige *creuse*, d'un ressort en hélice antagoniste (*s*) qui est *léger et à faible amplitude*, au lieu d'être lourd et à longue course.

1. Les miroirs ont l'inconvénient de se ternir; aussi les remplace-t-on, quand il s'agit de miroirs plans par des prismes à réflexion totale qui jouent le même rôle sans présenter l'inconvénient signalé.

2. On prend un miroir concave pour transformer le faisceau divergent qui tombe sur lui en un faisceau convergent.

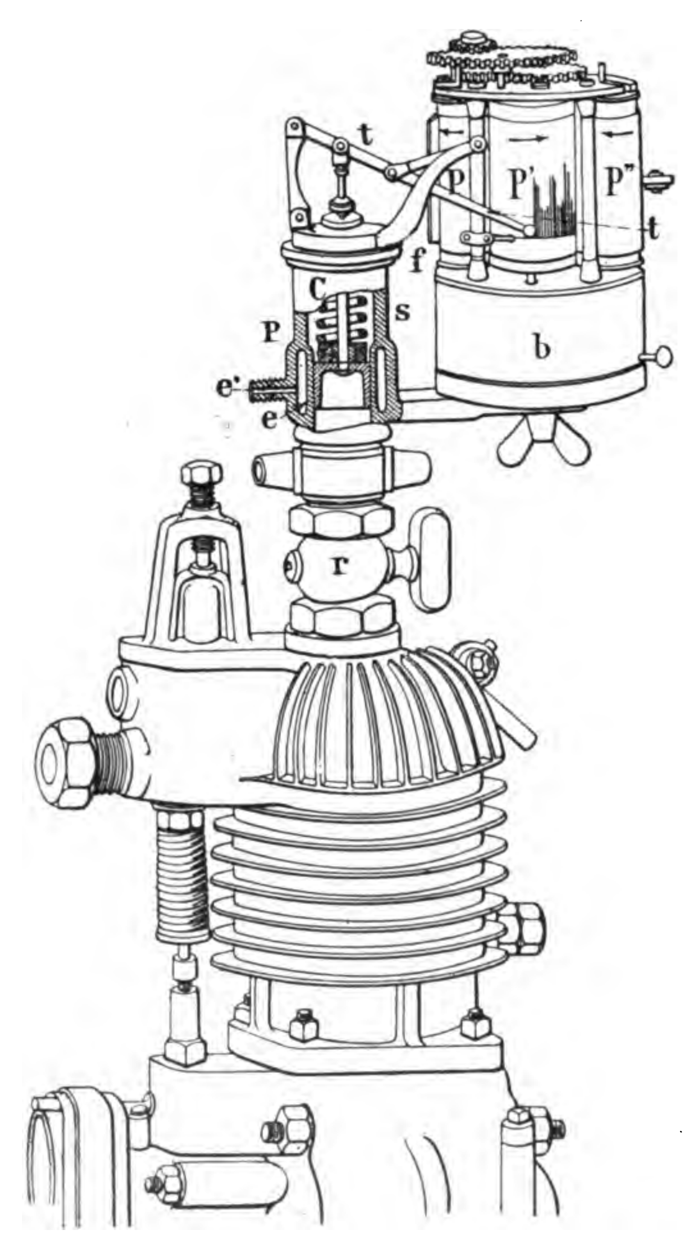


FIG. 19.

Un mouvement d'horlogerie défilant, logé dans la boîte (*b*), entraîne la bande de papier qui se déroule de la bobine (*p*), passe sur le tambour (*p'*) où elle reçoit l'empreinte du traceur (*t*) pour s'enrouler ensuite sur la bobine (*p''*). En outre, un petit traceur (*f*) marque la *ligne atmosphérique* sur la bande de papier qui passe sur le tambour (*p'*).

La bonne lubrification du cylindre de l'enregistreur étant, dans l'espèce, d'une grande importance, a été assurée à l'aide d'un dispositif fort simple. L'évidement du piston forme une cuvette qu'on remplit d'huile ; à chaque explosion le brusque ressaut du piston projette l'huile entre les parois du cylindre et en assure le graissage parfait.

Pour empêcher le piston (P) de se gripper par l'effet de la température élevée qu'engendrent les explosions, le cylindre (C) est muni d'une enveloppe *e* dans laquelle on assure une circulation d'eau au moyen d'un petit tube en caoutchouc qui se fixe sur l'ajutage (*e'*).

Les constatations qu'il est possible de faire à l'aide de l'enregistreur continu sont multiples. Toutefois, il est nécessaire, suivant la nature des phénomènes que l'on désire étudier, d'opérer avec des ressorts plus ou moins puissants et de donner au papier une vitesse convenable pour rendre les graphiques lisibles et en permettre une comparaison facile.

Donnons quelques exemples de ce mode opératoire.

I. Vérification de la valeur de la compression. — On opère avec un ressort de puissance moyenne dont la flexion totale correspond à peu près au maximum de compression de façon à obtenir une courbe à grande échelle.

On fait tourner le moteur sans explosions (en le commandant par la dynamo dont on se sert généralement dans les ateliers) aux différentes vitesses à envisager.

La compression du mélange varie en raison inverse du nombre des tours de l'arbre, par suite des résistances qui se produisent dans les conduites et les soupapes, résistances qui augmentent avec la vitesse.

La figure 20 correspond à des portions de graphiques relevés dans deux cas différents A et B.

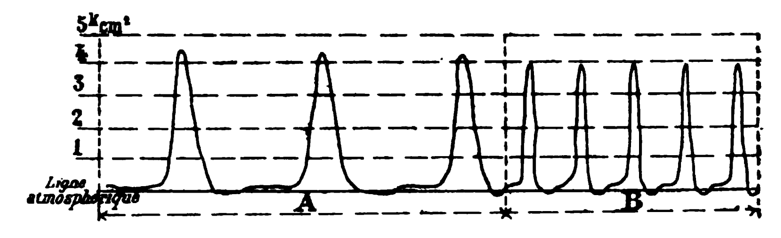


Fig. 20.

A, vitesse du moteur : 950 tours ; valeur de la compression : 4kg,85 ;
B, vitesse du moteur : 1.500 tours ; valeur de la compression : 4kg,30, soit 11,5 0/0 en moins.

II. Evaluation des résistances a l'aspiration et a l'échappement. — *Influence de la tension du ressort de la soupape d'aspiration et de la section de l'orifice. — Influence de la section de la soupape d'échappement, de la longueur et de la forme de la tuyauterie d'échappement.* — On opère avec un ressort très léger dont on limite la course par un arrêt, de façon à obtenir,

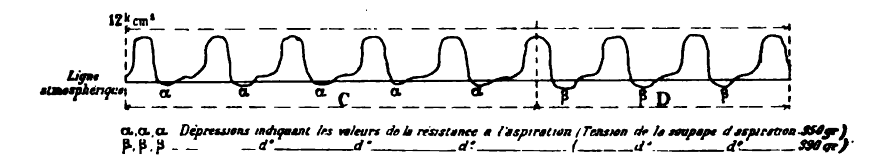
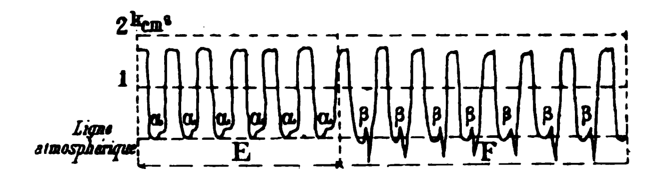


Fig. 21.

C, Tension de la soupape d'aspiration, 950 grammes. Résistance à l'aspiration, 1/7 d'atmosphère.
D, Tension de la soupape d'aspiration, 990 grammes. Résistance à l'aspiration, 2/7 d'atmosphère.

à une échelle relativement grande les dépressions et les résistances qui se traduisent respectivement par la position de la courbe correspondante, soit en dessous, soit au dessus de la ligne atmosphérique.

Il y a lieu de supposer que la dépression constatée sur le graphique est due en partie à l'inertie du ressort de l'enre-



α,α, Relevements indiquant les valeurs de la résistance à l'échappement
β,β, Lancés dus à l'inertie du ressort de l'enregistreur.

Fig. 22.

E, L'échappement se produit dans un pot; résistance à l'échappement, 2/7 d'atmosphère.
F, L'échappement se produit à l'air libre, le tuyau et le pot ayant été supprimés. Résistance nulle à l'échappement, nulle dépression.

gistreur qui se détend brusquement au moment de l'ouverture de la soupape d'échappement.

III. Comparaison de la puissance moyenne des explosions par les ordonnées juxtaposées. — On opère avec un ressort puissant, on donne au papier de l'enregistreur une petite

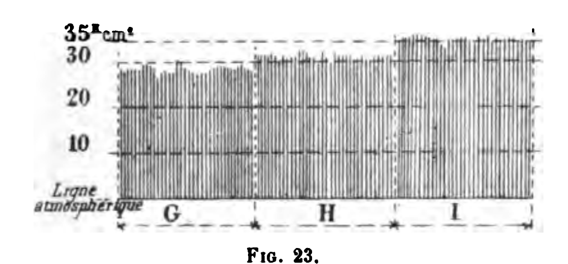


Fig. 23.

G, Alcool pur, explosions de 26 à 30 kilogrammes.
H, Alcool carburé, explosions de 28 à 32 kilogrammes.
I, Essence, explosions de 34 à 36 kilogrammes.

vitesse de translation afin de rapprocher autant que possible les ordonnées correspondant aux explosions.

IV. Analyse du cycle par diagrammes ouverts représentant les quatre temps. — On opère avec un ressort puissant et l'on donne au papier son maximum de vitesse de translation. On

distingue nettement les quatre phases du cycle, qui se succèdent sur le graphique de droite à gauche, c'est-à-dire en sens contraire du déroulement du papier, et qui forment un diagramme ouvert reproduisant exactement les valeurs des pres-

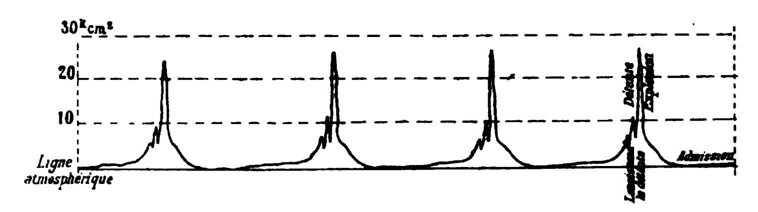


Fig. 24.

J. Vitesse, 1.200 tours ; alcool carburé ; puissance moyenne des explosions, 30 kilogrammes compression moyenne, 4kg,5 ; pression à la fin de la détente, 1kg,5.

Sur la figure on observe pendant la période de détente des lancés dus à des effets d'inertie : en prenant un ressort plus léger, on accentue les zigzags comme le montre la figure 25, qui correspond à un tracé fait avec un ressort trop léger. Les conditions dans lesquelles ont été pris ces derniers diagrammes sont indiquées au-dessous de la figure 25.

sions correspondant aux différents points de la course du piston.

La reproduction des phases du cycle est aussi fidèle que si

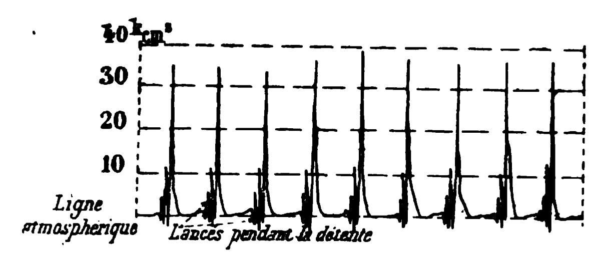


Fig. 25.

K. Vitesse 1.200 tours ; essence — puissance moyenne des explosions : 35 kilogrammes — compression moyenne ; 4kg,5.

elle était obtenue au moyen d'un indicateur à diagrammes qui donne une courbe fermée.

En ce qui concerne la lecture des indications il ne résulte aucun inconvénient de ce que le mouvement du papier n'est pas solidaire de celui du piston du moteur.

7. Travail effectif. — Rendement organique. — Puissance consommée par une machine. — La détermination de la puissance indiquée d'un moteur ne fournit qu'un des éléments de son étude expérimentale; celle-ci doit être complétée par la connaissance de la puissance que le moteur est capable de développer sur son arbre.

Le *travail effectif* $\mathfrak{T}_e$, ou travail disponible sur l'arbre, est celui qui peut être recueilli au frein sur l'arbre de la machine.

La *puissance effective* F_e, ou puissance disponible sur l'arbre, est le travail effectif par seconde.

Le *rendement organique* d'une machine est le rapport

$$\frac{\mathfrak{T}_e}{\mathfrak{T}_i} \text{ ou } \frac{F_e}{F_i}$$

du travail ou de la puissance effective au travail ou à la puissance indiquée.

La différence entre la puissance indiquée et la *puissance* effective est la *puissance consommée par la machine.*

8. Mesure de la puissance effective. — Différentes méthodes ont été proposées jusqu'ici pour mesurer cette puissance effective; l'une des plus connues est celle du frein de Prony. Mais cet appareil et ceux qui sont fondés sur le même principe, tels que les freins funiculaires, sont délicats à manier[1]; ils demandent des précautions spéciales pour la réfrigération, une surveillance de tous les instants et ne permettent pas l'enregistrement continu et direct de la puissance motrice.

Nous devons à M. le colonel Ch. Renard[2] une méthode qui s'applique parfaitement à l'étude des moteurs d'automobiles et

1. Cette question des freins pour essais de moteurs d'automobiles a été traitée avec beaucoup de soin par M. Lucien Périssé dans le rapport sur les *Essais de moteurs et d'automobiles* qu'il a présenté au dernier Congrès de l'Automobile tenu à Paris à la fin du mois de juin 1903.

2. Le colonel Ch. Renard ne s'est pas uniquement occupé de la navigation

qui permet à tous les conducteurs de se rendre facilement compte de la puissance réelle développée sur l'arbre par les moteurs qu'ils construisent. Cette méthode vient d'ailleurs d'être adoptée par le laboratoire de l'Automobile-Club de France qui va l'utiliser pour étudier dans les voitures qui lui seront présentées les pertes de puissance depuis l'arbre du moteur jusqu'à la jante des roues motrices.

9. Méthode du moulinet dynamométrique de M. le colonel Ch. Renard. — Le *moulinet dynanométrique* de M. le colonel Ch. Renard consiste en une barre en bois BB' (frêne ou métal) perpendiculaire à l'axe de rotation du moteur et sur laquelle on peut fixer un couple symétrique de plans P et P' le plus souvent en aluminium se mouvant *orthogonalement dans l'air* (*fig.* 26 et 27).

Les conditions de résistance de l'appareil peuvent être modifiées en faisant varier l'écartement des deux plans, c'est-à-dire les éloignant plus ou moins et toujours symétriquement de l'axe de rotation. Chacun de ces plans est fixé à la barre par deux boulons passant dans des trous équidistants. Il y a généralement onze trous sur chaque bras de la barre. On peut obtenir ainsi dix positions différentes des plans, positions caractérisées par le numéro du trou dans lequel passe le boulon le plus éloigné de l'axe. Un deuxième groupe de trous percés dans les plans à demi-intervalle de distance du premier groupe permet dix positions intermédiaires. Le coefficient de résistance de l'appareil varie ainsi d'une façon presque continue.

Les figures 26 et 27 montrent nettement le mode de construction de l'un de ces appareils.

Dans le cas particulier des figures, le module (écartement

aérienne; s'il est incontestablement un maître dans les questions d'aérostation, il doit être aussi considéré comme tel en mécanique appliquée. La méthode que nous exposerons ici d'après l'un de ses mémoires en est une preuve :

Ch. Renard, *Sur un nouvel appareil destiné à la mesure de la puissance des moteurs au moyen de la résistance de l'air* (Congrès des Applications de l'alcool dénaturé : *Rapports et Comptes Rendus*, p. 118).

des trous en centimètres) est égal à 5,5 ; la longueur de la

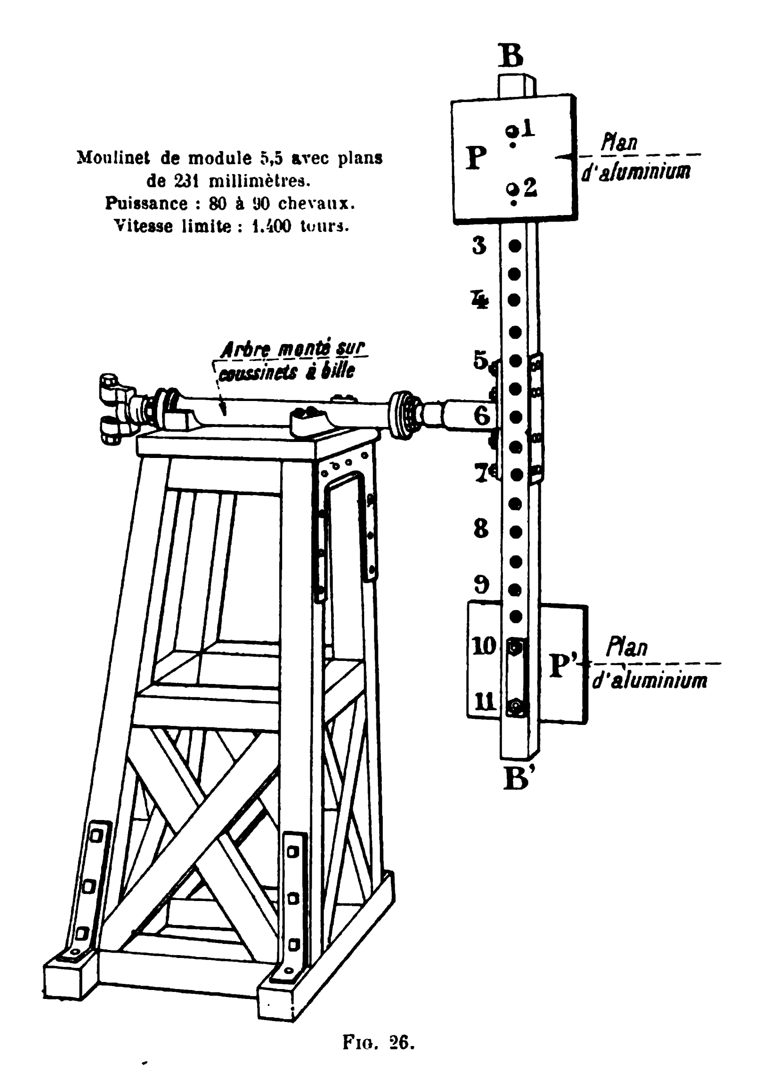


Fig. 26.

Ce moulinet est monté sur un arbre spécial de 40 millimètres avec coussinets à billes.
Son poids est de 12 kilogrammes.

lame est égale à 132 centimètres (24 modules) ; le poids du moulinet est de 12 kilogrammes. Cet appareil convient pour

l'essai de moteurs tournant de 600 à 1.300 tours et développant de 10 à 80 chevaux.

Un moulinet de module 2,5, long de 60 centimètres et pesant 1 kilogramme, peut absorber jusqu'à 20 chevaux.

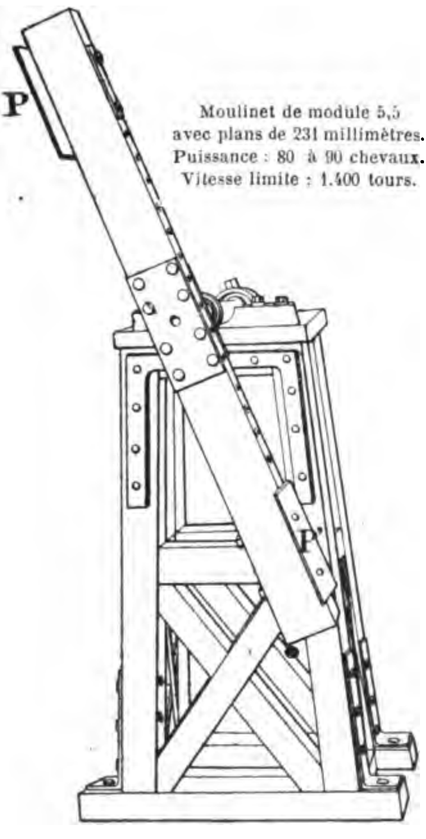


FIG. 27.

Ce moulinet est monté sur un arbre spécial de 40 millimètres avec coussinets à billes. — Son poids est de 12 kilogrammes.

Comme le montrent ces chiffres, avec les moteurs rapides généralement employés aujourd'hui pour l'automobilisme, les *moulinets dynamométriques* sont des appareils peu encombrants et de faible poids.

Jusqu'au module 4 (lame de 96 centimètres de longueur), on peut caler directement le moulinet sur l'arbre du moteur. Pour des appareils plus gros, il est préférable de monter le moulinet sur un axe indépendant monté sur billes et relié à l'autre moteur par une bielle de cardan[1] (*fig.* 26 et 27).

Évaluation de la puissance. — Considérons l'un des plans d'aluminium qui se meut orthogonalement dans l'air; désignons par ρ la résistance éprouvée par ce plan,

1. La méthode des moulinets a été appliquée depuis cinq ans par le colonel Renard à des moteurs très nombreux et très différents. Le moulinet des figures 26 et 27 dont le module est 5,5 a fonctionné pendant plusieurs semaines à la maison Georges Richard pour l'essai de moteurs de 40 chevaux tournant à 1.200 tours. M. le colonel Renard en a construit un plus grand (module 65) pour l'essai d'un moteur de 90 chevaux à 930 tours; enfin, il a pu faire l'essai d'un

résistance qui lui est normale et appliquée en son centre par raison de symétrie ; soit, enfin, R la distance de ce centre à l'axe de rotation. Nous donnerons au produit $\rho \times R$ le nom de *moment résistant* relatif au plan considéré; puisque nous avons deux plans, le moment résistant total est égal à $2\rho \times R$.

Le travail résistant pendant un tour du moulinet a pour expression

$$2\rho \times 2\pi R$$

ou

$$2\pi \times M,$$

en appelant M le moment résistant total.

Si le moulinet fait N tours par minute ou $\frac{N}{60}$ tours par seconde, le travail résistant pendant une seconde ou la *puissance absorbée* par le moulinet a pour valeur

$$P_r = 2\pi \times M \times \frac{N}{60}.$$

Or, d'après les lois de la résistance opposée par l'air au mouvement orthogonal d'un plan, la résistance ρ est proportionnelle à la surface du plan et au carré de sa vitesse de rotation[1], le coefficient de proportionnalité étant lui-même proportionnel au poids *a* du mètre cube d'air dans le laboratoire. On peut donc écrire en désignant par K_m un coefficient propre au moulinet employé :

$$M = a\, K_m \left(\frac{N}{1000}\right)^2$$

moteur à vapeur de 150 chevaux à 900 tours avec un moulinet de module 8 (192 centimètres de longueur de lame) dans des conditions de sécurité parfaites.

1. D'après M. le colonel Renard cette loi s'est trouvée vérifiée jusqu'à des vitesses circonférentielles de 100 mètres par seconde.

K_m est le *coefficient de moment* obtenu par un tarage et qui varie avec l'écartement des plans[1].

On déduit facilement de là, pour la puissance P_r,

$$P_r = \frac{\pi}{30} aK_m \left(\frac{N}{1000}\right)^2 N = \frac{1000\pi}{30} a K_m \left(\frac{N}{1000}\right)^3$$

ou enfin

$$P_r = \frac{100\pi}{3} \times a \times K_m \left(\frac{N}{1000}\right)^3.$$

Posons

$$K_t = K_m \times \frac{100\pi}{3} = 104{,}72\ K_m$$

nous trouvons pour la puissance absorbée par le moulinet l'expression

$$P_r = a \times K_t \left(\frac{N}{1000}\right)^3$$

Le coefficient K_t a reçu du colonel Renard le nom de *coefficient de travail* du moulinet.

Les coefficients K_m et K_t sont déterminées une fois pour toutes en fonction du numéro du trou de calage extérieur des plans. N est mesuré au compteur, $\left(\frac{N}{1000}\right)^3$ est donné par des tables de cubes que l'on trouve partout. Le poids a est déterminé rapidement par une table à double entrée. Il est bien facile de calculer au moyen de la formule précédente la puissance absorbée par le moulinet et par suite la puissance développée par la machine sur son arbre.

Dans la pratique, on peut encore simplifier beaucoup cette méthode.

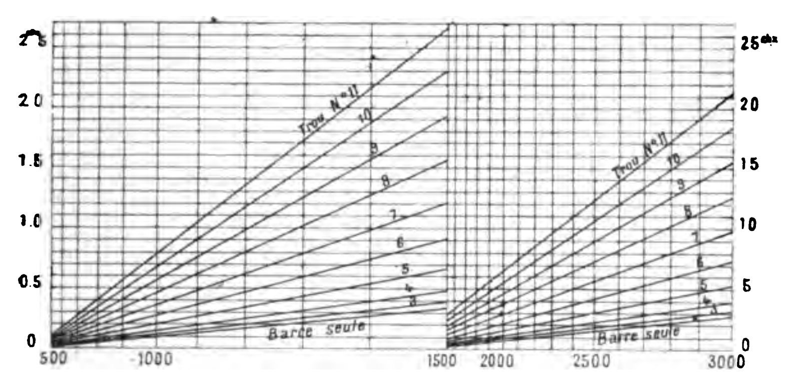
La figure 28 montre un abaque donnant directement la puissance en chevaux d'un moulinet de module 2,5 en fonction

1. Nous introduisons dans cette formule les nombres $\frac{N}{1.000}$ parce qu'ils sont plus faciles à manier que les nombres N.

de la vélocité N. On a supposé à l'air le poids moyen de $1^{kg},25$. On a ainsi une évaluation immédiate de la puissance sans aucun calcul par une simple lecture du compteur ou du tachymètre. Il est très possible de faire l'enregistrement continu de la puissance. Si, en effet, on dispose d'un tachymètre ou d'un cinémomètre enregistreur, on pourra graduer, pour chaque trou du moulinet, des papiers qui donneront directement la

ABAQUE DE LA PUISSANCE EN CHEVAUX

Moulinet de module 2,5; *Poids du mètre cube d'air :* $1^{kg},250$



Nombre de tours du moulinet.

FIG. 28.

Ecartement des trous, 25 millimètres; Longueur de la barre, 600; section de la barre, 25 × 50; Poids de l'appareil, $1^{kg},09$; Plans carrés de 103 millimètres.

puissance motrice dont les fluctuations pourront être suivies et facilement interprétées. Toute la puissance est absorbée par la résistance de masses d'air qui se renouvellent sans cesse, car l'appareil fonctionne comme un ventilateur centrifuge. Il n'y a donc aucun échauffement appréciable et les expériences peuvent être indéfiniment prolongées sans aucune surveillance.

Tarage des moulinets. — L'opération du tarage du moulinet se fait au moyen de la balance dynamométrique (*fig.* 29).

L'appareil comprend : un fléau F de balance ordinaire monté sur couteaux et portant deux plateaux P et P';

Un contrepoids C pour régler la sensibilité de l'appareil;

Une aiguille A de repère mobile sur un petit cadran (non visible sur la figure 29). Ce fléau supporte un bâti B qui oscille avec lui et qui porte à son tour un moteur électrique M rece-

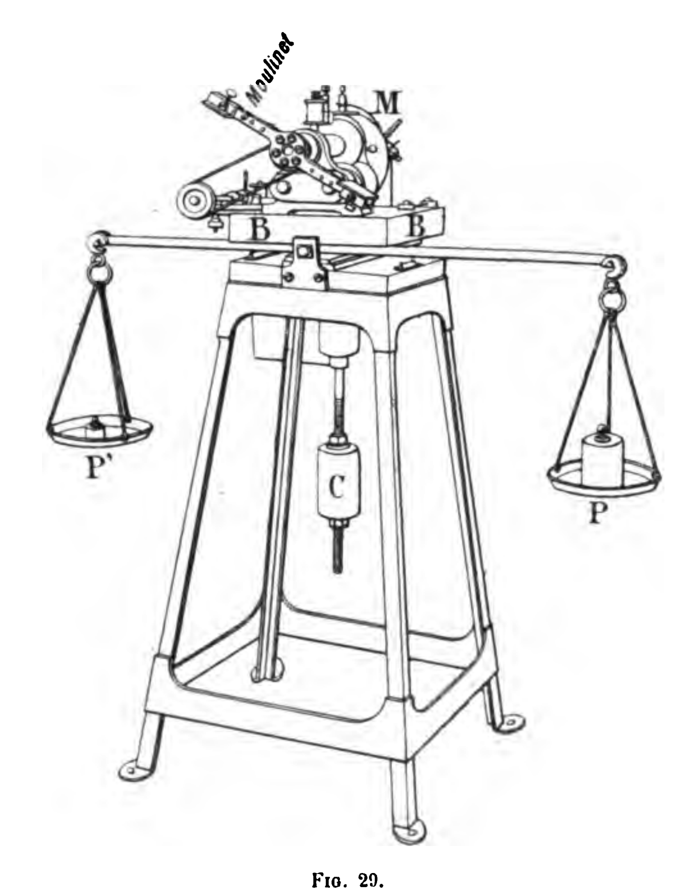


Fig. 29.

Balance dynamométrique de 1 kilowatt préparée pour le tarage d'un petit moulinet métallique.

vant son courant par deux fils plongeant dans deux godets de mercure. Un compteur débrayable est placé sur le bâti.

Les moulinets à tarer sont montés soit directement sur le nez de la dynamo (comme dans la figure 29 où l'on voit un petit moulinet disposé pour une expérience de tarage) soit sur

un arbre parallèle permettant une réduction ou une accélération de mouvement par engrenages.

Pour procéder à une mesure on opère de la manière suivante :

1° Au moyen de grenaille placée sur les plateaux on amène l'aiguille de repère à zéro;

2° On fait passer progressivement le courant jusqu'à ce qu'on ait obtenu à peu près la vélocité N qu'on a en vue.

L'équilibre de la balance est rompu. Si le moulinet tourne de gauche à droite, tout l'équipage tend à tourner de droite à gauche; pour ramener l'aiguille à zéro, il faut placer dans le plateau de *droite* un poids P dont le moment par rapport à l'axe d'oscillation est égale au moment résistant du moulinet dans l'air. Si, par exemple, le bras de levier du fléau est de $0^m,50$, le moment résistant cherché M est égal à 0,5 P. La vélocité N étant mesurée au compteur et le poids a de l'air étant connu, l'équation ne contient plus comme inconnue que le coefficient de moment K_m qui a pour expression

$$K_m = \frac{M}{a\left(\frac{N}{1000}\right)^2}.$$

On opère toujours pour plusieurs vélocités croissantes N et on doit trouver pour K_m une valeur sensiblement constante.

Du coefficient K_m, il est facile de passer au coefficient K_t.

Pour rendre ces expériences plus faciles, il est bon de se servir d'un courant régulier fourni par une batterie d'accumulateurs et d'ajouter à la balance un amortisseur formé d'un plan mobile dans une cuve à eau et fixé au bas de la tige du contrepoids.

Souplesse de la méthode. — On peut se demander s'il faudrait pour l'industrie automobile, par exemple, un grand nombre de types de moulinets? Heureusement, il n'en est rien, et un même moulinet peut permettre d'étudier un grand nombre de moteurs. Cela tient à ce que le coefficient de travail K_t varie beaucoup quand on déplace le plan du trou 1 au trou 11.

Dans le type adopté depuis quelque temps par le colonel Renard, les dimensions principales sont exprimées comme il suit en fonction du module μ (écartement des trous en centimètres) :

		centimètres
Écartement des trous		μ
Longueur de la barre		$24\,\mu$
Épaisseur de la barre		μ
Hauteur du profil de la barre		$2\,\mu$
Plan	Côté du carré	$\frac{60}{11}\,\mu$
	Épaisseur	$\frac{4}{55}\,\mu$
Diamètre des boulons		$\frac{10}{55}\,\mu$
Diamètre de l'arbre		$\frac{40}{55}\,\mu$
Nombre de trous d'un côté		11
Distance du dernier trou au centre		$11\,\mu$

Les moulinets construits dans ces conditions ont des valeurs de K_t qui varient de $0{,}069\mu^5$ à $1{,}018\mu^5$, la première de ces valeurs correspondant à la barre seule et la deuxième au trou n° 11. Le rapport de ces deux valeurs de K_t est égal à 14,75.

On peut prévoir d'après ce résultat qu'il suffira d'un petit nombre de numéros de moulinets pour avoir toutes les valeurs possibles de K_t entre des limites données.

---

§ 3. — CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT D'UN MOTEUR D'AUTOMOBILES

Nous avons maintenant tous les éléments nécessaires pour étudier les diverses circonstances de la marche du moteur et nous rendre compte de leurs influences respectives.

1. Caractères communs à tous les moteurs d'automobiles. — Mais auparavant, nous allons indiquer quelques-uns des caractères communs à tous les moteurs d'automobiles.

La capacité dans laquelle le mélange gazeux passe par les diverses transformations que nous avons analysées plus haut est toujours un corps de pompe cylindrique dans lequel se meut un piston, à chacune des courses duquel correspond l'une des phases dont la série se reproduit indéfiniment.

Cylindre. — Le cylindre est coulé d'une seule pièce avec des ailettes de refroidissement ou une double enveloppe dans laquelle on fait circuler de l'eau de réfrigération. La culasse, autrement dit le fond, qui constitue la chambre d'explosion et contient les organes chargés de la distribution et de l'allumage, tantôt vient de fonte avec le cylindre, comme dans le moteur de Dion, que nous décrivons plus loin ; tantôt lui est rapportée par des boulons de fixation.

Dans ce dernier cas, la jonction de ces deux pièces si importantes doit être faite avec le plus grand soin. La seule garniture qu'on puisse recommander est la garniture en amiante employée sous forme de carton. Beaucoup de constructeurs l'emploient simplement enduit sur ses deux faces de graisse minérale mélangée avec de la plombagine. Mais cette disposition ne convient que pour les moteurs dont le refroidissement se fait uniquement par ailettes.

Quand le refroidissement se fait par circulation d'eau, la difficulté de faire un bon joint devient plus grande. En effet, généralement, les moteurs se refroidissant par l'eau ont la chemise d'eau se continuant depuis le cylindre jusqu'à la culasse à travers le joint, quand celui-ci existe. Celui-ci doit alors satisfaire à deux conditions : d'un côté, être imperméable à l'eau et, de l'autre côté, être incombustible.

On obtient dans ce cas un très bon joint en employant un joint au carton d'amiante cuit préalablement dans de l'huile de lin bouillante et ensuite enduit de graisse minérale plombaginée. L'étanchéité est alors absolument assurée, et quand on

doit démonter la culasse d'avec le cylindre, le joint se décolle facilement grâce à la présence de la plombagine[1].

Les cylindres de moteurs d'automobiles se font en acier ou en fonte demi-dure à grain serré[2]; dans le premier cas leur épaisseur varie de 2 millimètres à $3^{mm},5$ pour des moteurs de 65 à 90 millimètres d'alésage (diamètre intérieur); dans le second cas, l'épaisseur atteint jusqu'à 6 millimètres.

Le cylindre doit être soigneusement alésé à l'intérieur pour recevoir le piston qui, lui, sera de son côté tourné juste assez pour pouvoir être introduit de force dans le cylindre. On aura soin, dans la suite, de roder le piston à la main avec un peu de potée d'émeri mêlée à de l'huile. Après cette opération, le piston marche librement dans le cylindre, mais sans le moindre jeu, et il doit être parfaitement étanche même sans ses segments.

Piston. — Les pistons sont sans tige et très longs de manière à se guider eux-mêmes; parfois ils sont prolongés par un manchon creux. Ils portent des rainures, dans lesquelles sont logés des anneaux métalliques ou segments, qui servent de garniture pour l'étanchéité. Ces anneaux métalliques sont construits de façon qu'ils s'appliquent sur la paroi intérieure par leur élasticité même; ils se composent de bagues fendues après avoir été tournées intérieurement et extérieurement à un diamètre légèrement plus grand que celui des cylindres. La fente ou coupure de ces bagues est faite en S et de manière qu'à la mise en place les extrémités viennent presque en contact. Il faut avoir soin

1. On emploie aussi avec succès un joint métalloplastique formé d'une feuille de carton d'amiante sertie entre deux feuilles minces de cuivre.

La question des joints est traitée avec le plus grand soin, au point de vue de la pratique du conducteur d'automobiles, dans l'ouvrage bien connu de M. Baudry de Saunier, les *Recettes du Chauffeur* (*Joints*, p. 77 à 82).

2. Le moteur Centaure, dit moteur de 50 chevaux, exposé par la maison Panhard et Levassor pendant le mois de juin 1902 à la Galerie des Machines (Exposition de l'Alcool) a un cylindre foré à la façon d'un canon dans une barre de fer forgé. L'enveloppe d'eau est une chemise en cuivre qui s'agrafe en haut et en bas dans des gorges où elle est soudée à l'étain; cette chemise porte des ondulations destinées à compenser les dilatations inégales que subissent le fer et le cuivre sous l'effet de la chaleur; la chemise fonctionne alors comme une sorte d'accordéon.

de croiser les coupures des différentes bagues superposées de façon que, s'il y en a trois, leurs coupures soient à 120° l'une de l'autre; qu'elles soient à 90° s'il y en a quatre. Ces bagues sont faites en fonte plus tendre que celle du cylindre pour qu'elles aient à supporter l'usure, mais le grain doit en être serré. Enfin les segments doivent bien remplir les rainures dans le sens de leur largeur, sans pourtant être forcés (car cela paralyserait leur élasticité) et conserver un jeu d'au moins 1 millimètre dans le sens de la profondeur afin d'agir comme ressorts.

Il est toujours avantageux de rechercher la légèreté dans le piston et cela d'autant plus que la machine marche à une plus grande vitesse. Les pistons lourds doivent surtout être rejetés avec les cylindres horizontaux à cause de l'ovalisation qui peut se produire.

La bielle directement fixée au piston attaque par son autre extrémité le vilebrequin de l'arbre moteur. Il y a toujours avantage à faire le tourillon d'articulation du piston et de la bielle en acier trempé rectifié après la trempe.

Les autres organes des moteurs d'automobiles diffèrent sinon par leur nature du moins par leur commande. Nous les étudierons successivement en passant en revue successivement le refroidissement, la distribution, l'inflammation, l'échappement, la régulation, la carburation, etc...

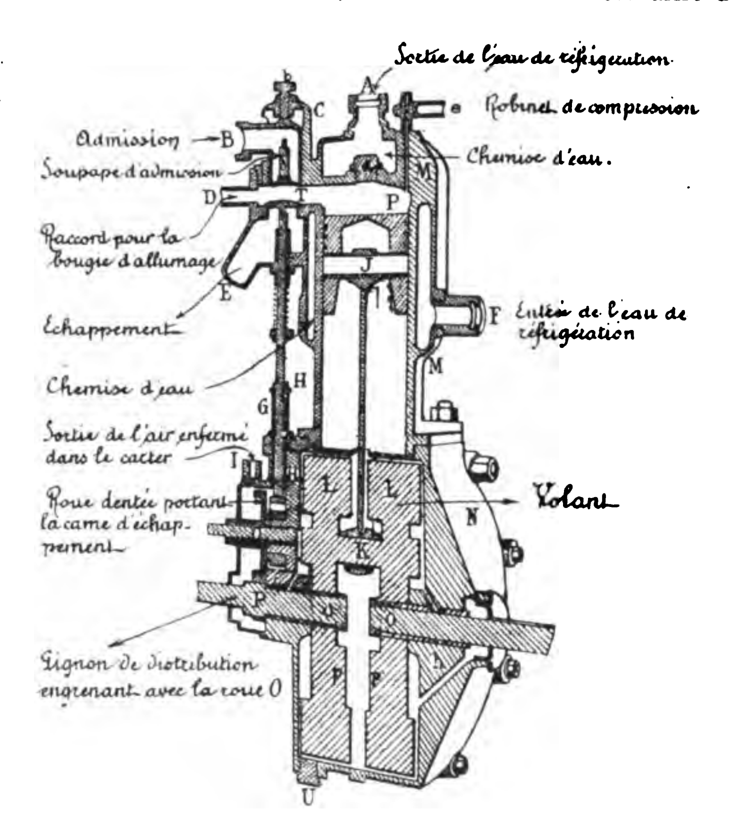
Toutefois, il convient, avant d'aller plus loin, de donner une description du moteur qui peut être considéré comme étant actuellement le type des moteurs d'automobiles, le moteur de Dion.

2. Description du moteur de Dion. — Le moteur de Dion 1902 (type 6 et 8 chevaux)[1] se compose de deux parties principales : le cylindre M et le bâti N (*fig.* 30).

Le cylindre est coulé d'une seule pièce en fonte de fer ordinaire.

1. L. Baudry de Saunier, *la Voiture de Dion-Bouton* 1902 (*type* 6 *et* 8 *chevaux*) (*Locomotion*, 2e année, n° 16, p. 37).

Le bâti est coulé en deux boîtes qui se joignent hermétiquement dans le sens vertical; il est fait d'aluminium allié à un



Coupe verticale d'un moteur de Dion 8 chevaux (Locomotion. 2e Année, n° 16. p. 37).

Fig. 30.

peu de cuivre. Cet alliage produit un métal plus résistant, plus fluide au moment de la coulée, et par conséquent moins sujet aux soufflures qui ne proviennent que de l'emprisonnement de bulles d'air dans le métal en fusion.

Tout en haut, nous voyons le raccord A en bronze, vissé

dans le sommet. C'est la partie supérieure, la sortie de la chemise dans laquelle circule l'eau de réfrigération du moteur; l'entrée de cette eau se fait par le raccord F. On voit sur les côtés du piston P les coupes, en forme d'ovales allongés, de cette chemise.

A droite se trouve un canal qui permet de mettre le cylindre en communication avec l'extérieur; grâce à lui, on empêche la compression de se produire, ce qui est utile dans un grand nombre de cas; ce canal est fermé par un robinet *e* en fer vissé dans la masse du cylindre.

A gauche, on voit la pipe B, la cloche C à emmanchement à baïonnette qui la recouvre, la vis de serrage *b*.

En S se trouve la soupape d'admission.

Le bouchon *a* ferme une ouverture qui a été ménagée au-dessus de la chambre d'explosion pour permettre le *désablage* du cylindre lorsqu'il est arrivé de la fonderie. En effet, les cavités des pièces fondues renferment toujours plus ou moins de sable vitrifié et de bouts de fil de fer qui ont servi au travail des fondeurs. Il faut donc que les ouvriers nettoient les cavités à l'aide de petits outils et de grattoirs qu'ils introduisent par l'orifice *a*, par les trous de raccord d'eau, et par un autre orifice non figuré et qui est ensuite bouché. Cette opération terminée, le bouchon *a* est serré vigoureusement sur un joint métallique.

L'allumage se fait par la bougie D non figurée et qui est vissée entre les deux soupapes.

La soupape d'échappement T est en nickel; elle est renforcée dans le haut, va et vient dans son guide en fonte de fer. Elle donne issue au gaz dans un raccord en acier E vissé dans la culasse. La partie inférieure du guide de la tige d'échappement est également rapportée et vissée dans la matière.

Sur le carter ou bâti du moteur est vissé le guide G du taquet H qui soulève la tige de la soupape en laissant entre elle et lui un espace d'un millimètre environ. Il est constamment maintenu par un ressort intérieur au contact de la pièce qui commande l'échappement.

Ce bâti renferme les deux volants LL, qui sont symétriques et laissent passer entre eux la bielle dont la tête vient s'insérer en K sur un arbre cylindrique formant manchon. Chaque volant (qui est fait de fonte de fer) porte un arbre horizontal QQ. La partie inférieure des volants porte en *pp* une masse qui fait contrepoids au piston.

Sur toute la longueur de leur appui, les arbres QQ, le pied de bielle J et la tête de bielle K sont accompagnés de coussinets en bronze encastrés dans l'aluminium et portant des canaux de graissage.

Le bout de l'arbre Q de droite porte à son extrémité le pignon moteur qui n'est pas figuré. Celui de gauche porte le pignon P de distribution qui engrène avec la roue dentée O porteuse de la came d'échappement. L'arbre G fait saillie extérieurement pour porter la came d'allumage.

Ces deux engrenages et le dispositif de régulation sont enfermés dans un renflement d'un des deux côtés du bâti qui se termine par la chambrette I dans laquelle se trouve enfermée une bille pour faire soupape. Par cet orifice s'échappe l'air qui pourrait se trouver comprimé dans la cavité des engrenages et qui empêcherait l'huile d'y suivre son cours normal.

Le graissage du moteur se fait par barbotage des volants dans l'huile. La rotation de ces volants produit une sorte d'émulsion de l'huile qui serait, en liberté, projetée à plusieurs mètres de distance. Les boîtes sont donc pourvues d'un plafond sur lequel repose en partie le bas du cylindre et qui, laissant la place exacte au passage de la bielle, suffisent encore à assurer la projection du liquide sur les parois du cylindre et dans la gouttière du palier de l'axe du piston.

Nous savons maintenant en quoi consiste un moteur d'automobile à quatre temps.

Étudions quelques-unes des circonstances de son fonctionnement.

3. Augmentation de la vitesse linéaire du piston ou du nombre de tours par minute. — On peut énoncer la proposition suivante :

On augmente la puissance d'un moteur en accroissant le nombre de tours par minute ou la vitesse linéaire du piston. — Le mélange gazeux porté à une haute température par l'explosion tend, pendant la détente, à céder à la paroi du cylindre une quantité de chaleur d'autant plus grande que cette détente s'effectue avec une moins grande vitesse, c'est-à-dire que le nombre des tours du moteur par minute ou la vitesse linéaire du piston sont moins considérables. Or cette quantité de chaleur cédée à la paroi est dépensée en pure perte.

Aussi M. Witz a-t-il pu énoncer les lois suivantes :

Première loi de M. Witz. — *Le rendement thermique indiqué d'un moteur va en croissant avec la vitesse linéaire du piston ou le nombre de tours par minute.*

Deuxième loi de M. Witz. — *La combustion du mélange gazeux introduit dans le moteur se fait dans un temps d'autant plus court que la vitesse linéaire du piston est plus considérable.*

Dans ces conditions le diagramme du moteur se rapproche du diagramme théorique (*fig.* 5).

Outre ces avantages, le moteur à grande vitesse l'emporte sur le moteur à faible vitesse de volant par sa plus grande légèreté résultant d'une notable réduction du poids du piston, de la bielle, des volants de l'arbre, des paliers et, par suite, du cylindre et du carter.

4. Limitation de la vitesse linéaire du piston ou du nombre de tours du moteur par minute. — *A quelle limite doit-on s'arrêter dans cet accroissement de vitesse?* — C'est là une question très complexe qui est loin d'être résolue et qui a donné lieu à des polémiques assez vives entre les adversaires et les protagonistes de la voiturette, sans conduire à une conclusion bien nette méritant d'être retenue.

Toutefois on peut dire que l'augmentation du nombre des

tours est limitée par l'obligation de ne pas faire tourner les pièces à une vitesse qui deviendrait dangereuse pour leur résistance aux efforts d'inertie ; il ne semble pas prudent de dépasser pour le volant une vitesse périphérique de 15 à 20 mètres par seconde.

Elle est limitée aussi par ce fait que la vitesse linéaire du piston ne doit pas être trop grande. En effet, dans ce cas, pendant le troisième temps de la marche du moteur (*explosion et détente*) l'inflammation pourrait n'avoir pas le temps de se propager dans la masse du mélange gazeux évoluant dans le cylindre. Une partie de ce mélange viendrait faire explosion dans le tuyau d'échappement d'où on verrait sortir des flammes; cette partie du mélange, non seulement ne produirait aucun travail, mais donnerait naissance, au début de l'échappement, à une très forte contrepression qui diminuerait le travail, et par suite, la puissance fournie par le moteur.

Il est vrai que, dans certains cas, on peut remédier un peu à cet inconvénient en produisant une avance à l'allumage.

L'avance à l'allumage est, en effet, nécessaire toutes les fois que la vitesse du moteur augmente et cette avance croît dans certaines limites en même temps que la vitesse.

Toutefois, la limite pratique de la vitesse linéaire du piston paraît, d'après M. Bochet[1], être aux environs de $4^{m},50$ à 5 mètres par seconde, ce qui correspond, pour une course de 12 centimètres, à une allure de 1.200 tours par minute.

De l'étude publiée par M. Colardeau dans le *Génie civil* (26 janvier 1901), il résulte que la vitesse du piston par seconde doit rester comprise entre $3^{m},30$ et $4^{m},20$.

5. De la compression dans les moteurs à explosion. — Mais cette limite de la vitesse linéaire du piston est elle-même une fonction de la grandeur de la compression produite pendant le deuxième temps de la marche. L'importance de la compression est considérable et mérite que nous nous y arrê-

1. Bochet, *Annales des Mines*, 9e série, t. XVII, 1900.

tions. Nous pouvons, à ce sujet, énoncer les propositions suivantes :

1° *Une augmentation de pression résultant d'une compression plus considérable favorise l'explosion du mélange gazeux introduit dans le moteur.*

Un mélange gazeux qui ne fait pas explosion à une certaine température sous la pression de l'atmosphère, peut faire explosion dans les mêmes conditions si l'on élève la pression supportée par ce mélange.

Ainsi sous la pression atmosphérique maintenue constante, l'acétylène pur ne détone pas, que l'on fasse agir sur lui une étincelle électrique ou un point en ignition. Il en est tout autrement dès que l'acétylène atteint une pression supérieure à 2 atmosphères; il détone alors soit sous l'action d'un point en ignition soit sous celle d'un fil de platine porté au rouge.

Dans un moteur à pétrole, il peut même arriver que le mélange gazeux s'enflamme spontanément à la température à laquelle il est porté à la fin de la compression et sous la pression qu'il supporte à cet instant. C'est ce qui se produit par exemple dans le moteur Diesel où la pression à la fin de la compression atteint 30 ou 40 kilogrammes par centimètre carré.

2° *Une augmentation de pression résultant d'une compression plus considérable diminue le temps pendant lequel se produit l'explosion et augmente la pression à la fin de cette explosion.*

Si l'on considère les diagrammes pris sur un même moteur, marchant à une vitesse déterminée, alimenté par le même mélange combustible, et fonctionnant avec des compressions de plus en plus considérables, on constate que la partie du diagramme relative à l'explosion devient d'autant plus longue et monte dans une direction qui se rapproche d'autant plus d'être parallèle à l'axe des pressions que la pression à la fin de la compreseion est elle-même plus considérable.

C'est ce que montrent nettement les trois diagrammes sui-

vants (*fig.* 31) dans lesquels les pressions à la fin de la compression ont des valeurs croissantes : $2^{kg},7$, — $4^{kg},25$, — $5^{kg},4$.

Les pressions, à la fin de l'explosion, ont des valeurs correspondantes qui vont rapidement en augmentant : $11^{kg},9$, — $14^{kg},35$, — $19^{kg},700$.

Les aires des diagrammes et les pressions moyennes suivent une marche analogue ; ces dernières ont les valeurs : $5^{kg},04$ — $6^{kg},00$, — $6^{kg},94$. Le *travail indiqué va donc en croissant avec la compression ;* il en est de même du rendement indiqué du moteur puisque le mélange gazeux introduit n'a varié ni de masse ni de nature. Avec la même dépense de gaz combustible, on obtient donc un plus grand travail ; par suite, pour produire un même travail, le moteur dépense d'autant moins que la compression est plus élevée.

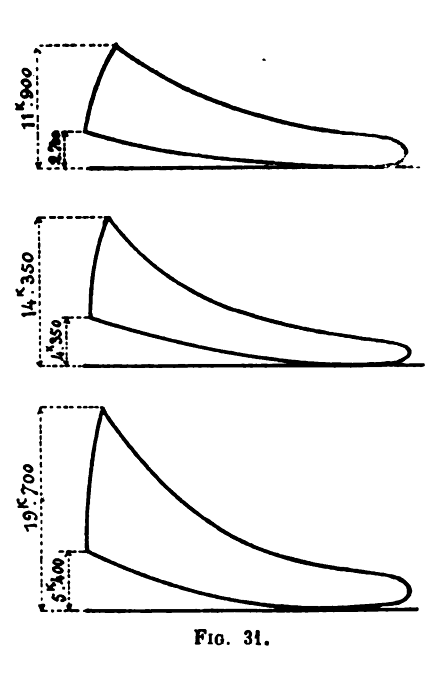


Fig. 31.

3° *Ainsi le moteur, marchant à une vitesse déterminée, a une puissance d'autant plus grande et fonctionne d'une manière d'autant plus économique que la compression est plus considérable.*

Mais il y a plus. *L'augmentation de compression diminuant la durée de l'explosion du mélange gazeux introduit dans le moteur, permet de donner au piston une vitesse linéaire plus grande et de faire tourner le moteur à un nombre de tours plus considérable.* De ce chef l'accroissement de la pression à la fin de la compression a donc encore pour effet d'augmenter la puissance du moteur. Dans les moteurs actuels, la pression

à la fin de la compression varie de $2^{kg},5$ à 5 kilogrammes par centimètre carré ; on peut, sans modifier beaucoup les organes, la porter utilement à 6 et même à 7 kilogrammes.

Comment on peut augmenter la compression. — Il est possible d'augmenter cette compression en employant les artifices suivants :

1° *En diminuant les causes de déperdition éventuelles.* — On y parvient en assurant d'une manière plus parfaite l'étanchéité des joints et en augmentant, si cela est nécessaire, l'étanchéité du piston. Avec les compressions actuelles, les pistons glissent dans leurs cylindres avec un jeu d'environ 1/5 de millimètre et sont munis de segments présentant dans leur rainure un jeu longitudinal d'environ 1/8 de millimètre : on peut diminuer un peu les jeux, le premier notamment. Enfin il faut que le cylindre ne présente ni ovalisation, ni rayure et que le robinet qui peut exister pour diminuer la compression lors de la mise en route, soit bien hermétique.

2° *En diminuant le volume de la chambre d'explosion.* — En opérant ainsi, on diminue la quantité de gaz brûlés qui, à la la fin de l'échappement, restent dans le cylindre ; on augmente la dépression créée par le déplacement du piston pendant le premier temps (admission) et, par suite, on augmente le volume du mélange frais introduit ; enfin on comprime dans une chambre plus petite une plus grande quantité de gaz.

Inconvénient de l'augmentation de la compression. — Toutefois, il faut bien l'avouer, cette augmentation de compression présente un inconvénient : *le moteur chauffe davantage.* Cette augmentation de compression a pour effet d'élever la température du mélange gazeux qui cède de la chaleur à la paroi du cylindre non seulement pendant la détente, comme nous l'avons dit plus haut, mais encore pendant une partie de la fin de la phase de compression.

Il y a deux manières de combattre cet échauffement :

a) En activant le refroidissement des parois ;

b) En facilitant le dégagement des gaz brûlés.

Le premier moyen conduit, soit à remplacer le refroidissement par ailettes par le refroidissement par circulation d'eau, soit à augmenter le poids de l'eau qui circule autour du moteur, quand ce mode de refroidissement est appliqué. On est ainsi conduit à accroître le poids de la voiture sur laquelle le moteur est placé. Aussi est-il préférable d'employer la seconde méthode qui conduit à augmenter le diamètre des clapets et de la conduite d'échappement.

6. Expulsion des gaz brûlés. — Cette expulsion plus complète des gaz brûlés présente encore un avantage au point de vue de l'effet de l'homogénéité du mélange introduit dans un moteur sur le rendement de ce moteur.

Il résulte d'expériences nombreuses qu'*on augmente la puissance d'un moteur marchant à une certaine vitesse et alimente avec un mélange gazeux de compression déterminée, en assurant autant que possible l'homogénéité de ce mélange.*

En effet, avec un mélange homogène, l'explosion se propage facilement et rapidement dans toute la masse gazeuse. Au contraire, si le mélange est formé de couches plus riches en gaz combustible et de couches plus pauvres, celles-ci peuvent arrêter la propagation de l'explosion ; une partie du mélange introduit peut sortir du moteur sans être brûlée; il peut y avoir des ratés.

Or il en est ainsi lorsque la culasse du cylindre contient à la fin de la série des quatre temps de la marche une grande quantité de gaz brûlés. Ces gaz ne se mélangent pas avec la masse de gaz frais nouvellement introduite et donnent une cylindrée hétérogène dans laquelle l'explosion ne se propage pas avec une grande facilité. Dès lors, il peut arriver qu'à la fin du troisième temps le mélange introduit ne soit pas complètement brûlé. On peut, il est vrai, remédier en partie à cet inconvénient en produisant une certaine avance à l'allumage, mais l'efficacité de cette solution du problème est limitée. Aussi un certain nombre de constructeurs se préoccupent-ils non seulement de faciliter le dégagement

des gaz brûlés, mais encore de procéder à leur expulsion intégrale.

Le moyen le plus répandu consiste à provoquer une chasse d'air pur dans le cylindre à la fin de l'échappement. Lorsque l'introduction du mélange neuf commence, celui-ci se mélange avec l'air qu'il trouve dans la culasse. Le mélange neuf étant dosé en conséquence, on obtient finalement dans le moteur un mélange tonnant dont la composition est celle qui convient aux meilleures conditions de la combustion. Mais ce procédé ne pourrait remédier aux défauts que nous avons signalés que si la masse du mélange gazeux se trouvant dans le cylindre pouvait être brassée de façon à devenir absolument homogène. Ce brassage étant impossible, on se retrouve comme précédemment, en présence d'un milieu hétérogène dans lequel l'explosion ne peut que difficilement se propager.

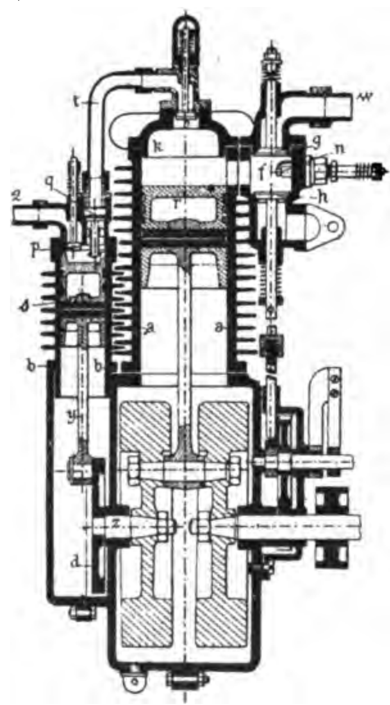
Au contraire, on évite cette hétérogénéité quand, au lieu de faire la chasse des gaz brûlés avec de l'air pur, on effectue cette chasse au moyen du mélange tonnant que l'on introduit normalement dans le cylindre. C'est ce qu'a fait M. Charles Caille dans le moteur suivant[1].

Moteur Charles Caille (*fig.* 32). — Un petit cylindre supplémentaire *b* est adjoint au cylindre principal *a*. Le piston *s* qui y évolue, a la même course que le piston *r* du cylindre principal. Le cylindre *b* représente une pompe d'alimentation refoulant périodiquement dans le grand cylindre des charges de mélange frais qui, après avoir expulsé les résidus de la combustion, s'ajoutent au mélange frais aspiré par le piston *r*. En outre, pendant que s'opère la compression, un nouvel appoint de mélange tonnant est refoulé dans le grand cylindre par le piston *s*.

Les mouvements des deux pistons sont synchrones. Celui de la pompe est commandé par la bielle *y* et par un bouton de manivelle assujetti au plateau *d* que porte le tourillon *z*. La boîte à soupapes *f* du cylindre principal ne diffère en rien de

1. Le moteur Charles Caille (*Locomotion*, 2e année, n° 50, p. 587).

celle que nous avons décrite plus haut (moteur de Dion) et qui est, en somme, celle qui est généralement employée. Elle comporte la soupape d'échappement h commandée par la distribution, la bougie d'allumage n et le clapet d'admission g mis en communication avec le carburateur par un tube w.



Légende.

a, cylindre principal
b, cylindre supplémentaire
s, piston du cylindre supplémentaire.
r. piston du cylindre principal.
y, bielle du piston s
d, plateau porté par le tourillon z
f, boîte à soupapes du cylindre principal
h, soupape d'échappement.
n, bougie d'allumage.
g, soupape d'admission
w conduit au carburateur
k, culasse du cylindre principal
o, clapet s'ouvrant vers l'intérieur du cylindre principal.
p, clapet d'aspiration du cylindre secondaire b
q, clapet de refoulement du cylindre secondaire b
t, tube de communication du cylindre b avec le cylindre a.

Moteur Charles Caille
(Locomotion n° 50 page 587.)

Fig. 32.

Dans le fond de la culasse k, un clapet o peut s'ouvrir vers l'intérieur pour livrer passage aux charges additionnelles fournies par le cylindre b. Ce cylindre dispose de deux clapets : l'un d'aspiration p communique avec le carburateur par le tube 2, l'autre de refoulement q dont la communication avec la soupape o est assurée par le tube t.

Voici quel est le fonctionnement du moteur :

Première phase. — Le piston *r* du cylindre principal aspire une charge du mélange tonnant pénétrant dans le moteur par le clapet *g*; le piston *s* aspire également du mélange frais affluant dans son cylindre par le clapet *p*.

Deuxième phase. — Le piston *r* comprime la charge précédemment admise; le piston *s* refoule (en le comprimant) par les clapets *q* et *o* et par le tube *t*, le mélange qui se trouve dans le cylindre *b*. Ce mélange pénètre dans le cylindre *a* et s'ajoute à la cylindrée.

La soupape *o* se ferme au moment de l'explosion.

Troisième phase. — Le piston *r* est repoussé par l'explosion et les gaz brûlés se détendent dans le grand cylindre.

Le piston *s* aspire du mélange frais.

Quatrième phase. — L'échappement se produit dans le cylindre principal.

Le piston *s* comprime le mélange frais dans le cylindre *b*; les clapets *q* et *o* s'ouvrent de nouveau et donnent accès dans le cylindre *a* à un nouvel appoint de mélange tonnant, qui refoule complètement les gaz brûlés et les chasse au dehors par l'orifice découvert à ce moment-là par la soupape d'échappement, le volume de la culasse étant approximativement égal au volume engendré par le piston *s*.

7. Moteur à deux temps. — Nous venons d'étudier le moteur à quatre temps; comme nous l'avons dit au début de ce chapitre, il est presque exclusivement employé dans les moteurs d'automobiles. Cependant on lui reproche de n'avoir qu'une course motrice sur quatre ou sur deux tours de l'arbre, ce qui conduit à augmenter la masse du volant qui doit, par son inertie, effectuer l'aspiration, la compression et le refoulement des gaz. Aussi, certains constructeurs se sont-ils efforcés de remplacer ce moteur par un autre qui présente une course motrice par tour de l'arbre; ils sont en même temps parvenus à supprimer les soupapes d'échappement.

Ce moteur à deux temps se compose essentiellement de

Schéma d'un moteur à deux temps.

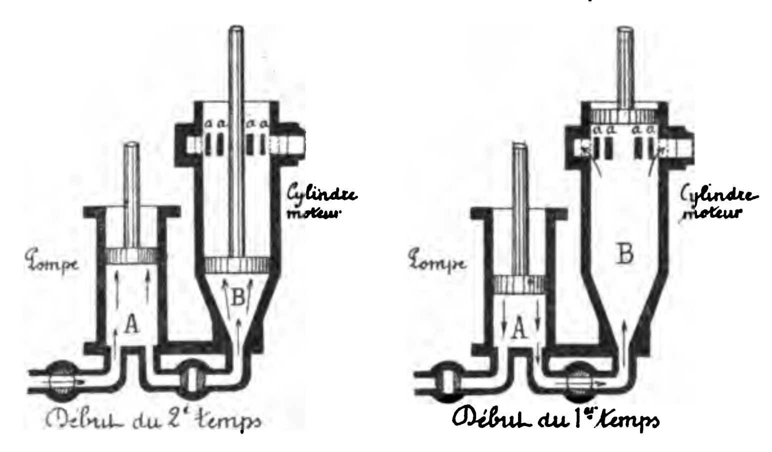
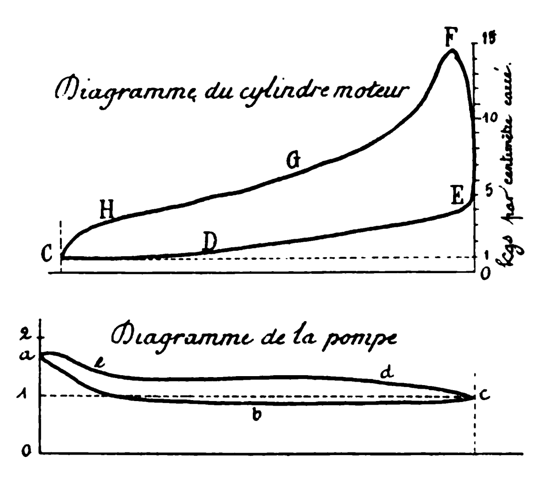


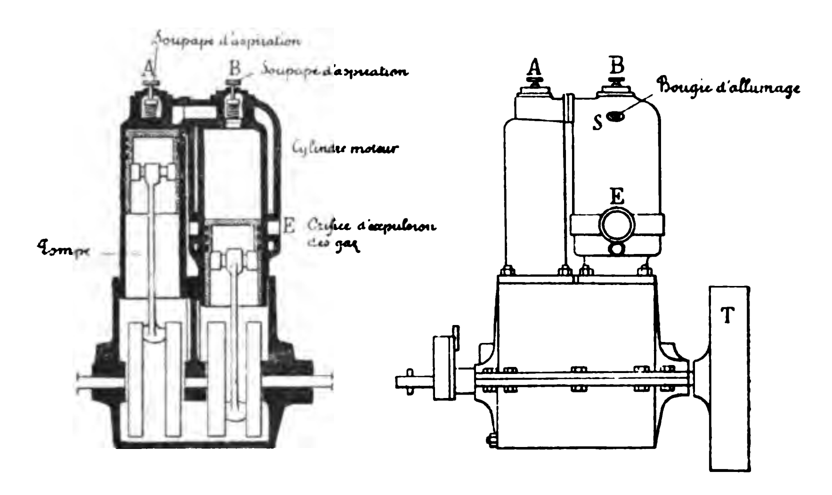
FIG. 33 et 34.



C D, passage du mélange neuf de la pompe dans le cylindre moteur; D E, compression dans le cylindre moteur — 1er temps	a b c, 1re course, 1er temps. Aspiration du mélange gazeux neuf
E F, explosion; F G H C, détente et évacuation — 2e temps	c d e a, 2e course 2e temps. Compression du mélange neuf, passage de ce mélange de la pompe dans le cylindre moteur.

FIG. 35.

deux cylindres parallèles ; l'un A est une pompe, l'autre B est le cylindre-moteur (*fig.* 33 et 34). Les manivelles qui commandent les bielles des deux pistons sont à peu près à 90° l'une de l'autre, c'est-à-dire que lorsque l'un des pistons est à la moitié de sa course, l'autre est à l'extrémité de la sienne. *Dans une première course*, le piston aspire le mélange tonnant venant de l'extérieur ; pendant cette opération (*fig.* 33), la communication entre les cy-



Moteur Lepape, à deux temps, de 12 chevaux.
(Locomotion. n° 13. 28 X^bre 1901. p. 207)

FIG. 36.

lindres A et B est interceptée. Le piston A arrive à l'extrémité de sa course, puis *revient en comprimant le mélange tonnant neuf ;* lorsqu'il est à la moitié de sa course de retour, le piston B arrive à l'extrémité de la sienne et découvre des ouvertures *a* (*fig.* 34) communiquant avec l'air extérieur ; en même temps, la communication entre les deux cylindres est établie. Le mélange tonnant entre dans le cylindre B et pousse devant lui les gaz de la combustion qui s'échappent par les ouvertures *a*.

Le piston B revient en arrière et ferme les ouvertures *a* avant que le mélange neuf ne s'échappe à l'extérieur. Ce

mélange est alors *comprimé* dans le cylindre B (communication interrompue entre les deux cylindres). Au début de la course suivante, il est allumé ; puis les gaz brûlés se détendent en poussant le piston B. On voit donc que l'on a une course motrice par tour de la machine.

Nous avons représenté dans la figure 35 le diagramme de la pompe et celui du cylindre moteur.

A ce type de moteur appartient le *moteur* X *de M. Lepage*, qui a été très remarqué au Salon de l'Automobile de 1901. Dans ce moteur extrêmement simple, le calage des têtes de bielle n'est pas exactement 180°, de telle sorte que le piston côté A (pompe) est arrivé au sommet du cylindre alors que celui du côté B (cylindre-moteur) doit descendre encore quelque peu, comme le montre la figure 36.

CHAPITRE II

LE REFROIDISSEMENT DES MOTEURS

§ 1. — MODES DE REFROIDISSEMENT DES MOTEURS D'AUTOMOBILES

L'explosion produite dans un moteur dégage une grande quantité de valeur dont une partie est transformée en travail utile mais dont l'autre partie, cédée aux parois de la chambre d'explosion et à celles du cylindre et de la boîte à clapets, contribue à les échauffer. Cet échauffement ne tarderait pas à porter ces parois à une température incompatible avec le bon fonctionnement du moteur, si des dispositions n'étaient prises pour rafraîchir constamment ces surfaces. En effet, par suite de la trop grande élévation de température des parois du moteur, on serait en butte à une série d'effets funestes dont les principaux sont les suivants.

1. Effets produits par une trop grande élévation de température des parois. — 1° *Il serait impossible d'assurer le graissage des cylindres :* car les huiles les plus résistantes se décomposent à 300° et donneraient des dépôts charbonneux nuisibles au bon fonctionnement des soupapes et du moteur en général ;

2° *Les dilatations très grandes et inégales dans les pièces très bien ajustées, notamment dans le cylindre et le piston, gêneraient le jeu du moteur ;*

3° *On pourrait craindre le grippage du piston, le soudage de*

la tête de bielle et de la manivelle, la mise hors d'état des soupapes, surtout de celles d'échappement (deux heures de marche à une température trop élevée suffisent pour produire ce dernier inconvénient).

Mais si, comme on le voit, le refroidissement est nécessaire, il ne faut pas qu'il soit poussé au-delà de certaines limites. En effet, par suite de ce refroidissement, une plus grande quantité de la chaleur produite par l'explosion serait cédée aux parois en pure perte, c'est-à-dire sans produire de travail utile et le rendement du moteur en serait diminué. Malheureusement on n'est pas très bien fixé sur le taux limite de ce refroidissement qui constitue une des grosses imperfections des moteurs à pétrole actuels.

2. Conditions que doit remplir un bon refroidissement. — Quoi qu'il en soit, le mode de refroidissement que l'on met en œuvre doit satisfaire à certaines conditions dont les principales sont les suivantes.

1° *Le refroidissement ne doit être ni trop énergique ni insuffisant ;*

2° *Le refroidissement doit être indépendant de l'allure du moteur et, par suite, de celle de la voiture.*

Supposons, en effet, que le refroidissement soit d'autant plus actif que la vitesse de rotation du moteur est plus grande et inversement. Lorsque le moteur ralentit, par exemple lorsque la voiture qu'il actionne monte une côte un peu dure, le refroidissement ne se fait plus avec la même activité et le moteur s'échauffe. Si, après s'être ralenti, le moteur se met à tourner plus vite, le refroidissement augmente brusquement d'intensité, le moteur se refroidit également très vite ; mais, la paroi de ce moteur se refroidissant avant le piston, celui-ci tend à coincer dans le cylindre par suite des dilatations produites pendant l'échauffement. Le meilleur mode de refroidissement est celui dans lequel on évite ces changements brusques, celui dans lequel les parois du cylindre sont maintenues à une température aussi uniforme que possible.

3. Modes de refroidissement des moteurs d'automobiles. — Les procédés de refroidissement des moteurs d'automobiles se divisent en deux grandes catégories :

1° Les *procédés dans lesquels le cylindre cède directement de la chaleur à l'air ambiant ou à des gaz froids que l'on introduit à son intérieur ;*

2° Les *procédés dans lesquels le cylindre cède directement de la chaleur à de l'eau que l'on met en contact avec lui soit à l'intérieur, soit à l'extérieur.*

4. Refroidissement par l'air. — Le refroidissement par l'air peut se faire soit par l'*intérieur* du cylindre, soit par l'*extérieur*, soit même par les *deux côtés à la fois.*

Refroidissement intérieur. — Lorsque, pendant le fonctionnement du moteur, on produit l'évacuation des gaz brûlés par une chasse d'air pur comme dans les moteurs à deux temps ou par une chasse du mélange tonnant introduit dans le cylindre, comme dans le moteur Charles Caille, on refroidit par là-même les parois du cylindre.

Refroidissement extérieur. — *Ailettes.* — Mais le mode de refroidissement par l'air le plus employé est celui dans lequel les parois extérieurs du cylindre cèdent directement de la chaleur à l'air ambiant. Pour rendre cette action plus efficace, on augmente la surface refroidissante en munissant le cylindre d'ailettes convenables.

Ces ailettes sont le plus souvent en fonte, faisant partie intégrante du cylindre. M. Moreau emploie des ailettes en cuivre forcées autour du cylindre; dans le moteur Papillon, celui-ci est entouré de véritables frettes en cuivre, qui ont l'avantage de lui assurer une plus grande résistance en même temps qu'un refroidissement plus efficace, le cuivre étant meilleur conducteur que la fonte.

M. Grivel est en train d'expérimenter des ailettes en aluminium contournant en spirales le cylindre. Dans le moteur *l'Aster*, les ailettes en cuivre sont gaufrées de manière à augmenter leur surface.

On sait que le pouvoir émissif d'un corps pour la chaleur est variable avec la nature de sa surface ; un métal qui, poli, possède un pouvoir émissif égal à 12, en prend un égal à 100, quand il est recouvert de noir de fumée; dans les mêmes conditions, d'une part, de différence de température entre un corps et le milieu qui l'environne et, d'autre part, de position par rapport aux corps extérieurs, un corps recouvert de noir de fumée se refroidit plus vite qu'un corps dont la surface est polie. De là l'idée présentée récemment par M. Huber-Baudry de l'intérêt qu'il y aurait à peindre en noir ou en blanc le cylindre des moteurs à pétrole. Mais il ne faut pas oublier que les corps qui, dans certaines conditions, émettent le plus de chaleur sont aussi ceux qui, dans les mêmes conditions, absorbent plus facilement cette chaleur. Or, comme le fait remarquer M. G. Lavergne[1], n'y a-t-il pas à craindre avec la juxtaposition des ailettes que la chaleur cédée par l'une soit prise par la voisine?

D'autre part, il est essentiel pour obtenir un bon refroidissement par les ailettes, de renouveler l'air autour du cylindre, de rendre aisée la circulation de cet air autour de la surface. Or on peut se demander si la peinture, en rendant cette surface plus rugueuse, ne tendrait pas à gêner cette circulation.

Certains constructeurs emploient, pour activer la circulation de l'air autour des ailettes, un ventilateur actionné par le moteur. M. Ténot dirige sur la culasse un jet d'air produit par le jeu du piston dans le carter : le fluide, aspiré pendant la course ascendante, commence par refroidir l'intérieur du cylindre; lors de la course descendante, il est projeté sur la culasse par l'intermédiaire d'un tube recourbé; il donne ainsi lieu à une double utilisation[2].

M. Klaus fait agir sur les ailettes les gaz de l'échappement de manière à produire autour d'elles une circulation d'air

1. G. Lavergne, *Manuel théorique et pratique de l'Automobile sur route*, p. 133 (Paris, Ch. Béranger, 1900). M. Lavergne semble préférer le procédé de M. Sire, qui consiste à recourir galvaniquement de cuivre mat les parties du cylindre.

2. G. Lavergne, *Sur le refroidissement des moteurs* (*Locomotion*, 2e année, n° 17, p 58).

plus active ; mais il vaudrait mieux, semble-t-il, leur éviter le contact même de ces gaz qui, au sortir du silencer, sont encore très chauds, et les employer à provoquer un courant d'air frais. C'est ce que M. Lepape a fait dans certaines de ses voitures ; le moteur placé verticalement à l'avant, est entouré d'une gaîne dans laquelle les gaz de l'échappement produisent ce courant d'air frais.

Enfin il n'est pas toujours nécessaire de disposer ces ailettes sur tout le pourtour du cylindre. Pour les moteurs destinés aux bicyclettes, il suffit de refroidir ainsi la culasse, c'est-à-dire la chambre d'explosion et les boîtes de soupapes. Tel est le moteur monocylindrique de deux chevaux de la bicyclette *Minerva* type 1903 ; tel est aussi le moteur monocylindrique de 1 cheval 1/4 de Dion-Bouton type 1903.

---

§ 2. — LE REFROIDISSEMENT PAR L'EAU

1. Refroidissement par l'eau. — Dès que la puissance du moteur dépasse 2 chevaux, le refroidissement par les ailettes devient insuffisant et on est obligé de refroidir le cylindre avec de l'eau.

Les procédés qui consistent à injecter de l'eau à l'intérieur du cylindre ne se sont pas répandus. Le refroidissement par l'eau se fait uniquement en mettant cette eau en contact avec la paroi extérieure du moteur.

Modes de refroidissement par l'eau. — A ce point de vue, deux modes de refroidissement peuvent être employés. On peut :

Ou bien *faire circuler autour du moteur de l'eau qui se réchauffe à son contact pour aller se refroidir dans un appareil convenable appelé radiateur ;*

Ou bien *vaporiser cette eau au contact des parois chaudes du moteur et utiliser ainsi sa chaleur de vaporisation.*

Refroidissement par vaporisation de l'eau. — Ce dernier

mode de refroidissement est certainement celui qui répond le mieux aux conditions que nous avons indiquées plus haut comme devant être remplies par le procédé de refroidissement qui doit être employé sur un moteur d'automobile. En effet, sous l'action de la température élevée des parois du cylindre, l'eau soumise à la pression de l'atmosphère entre en ébulli-

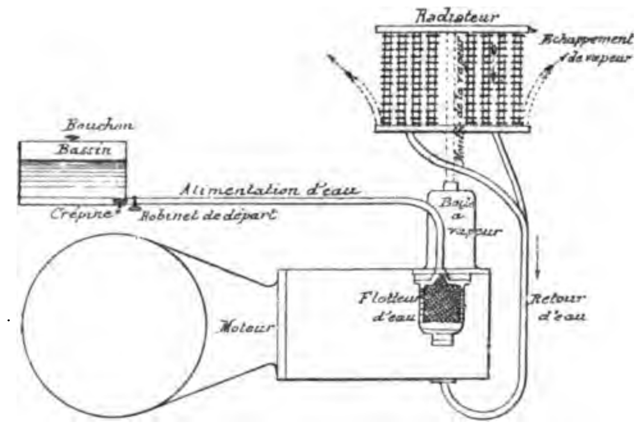


Schéma du dispositif de Refroidissement dans le moteur Dietrich.
(Baudry de Saunier - L'automobile théorique et pratique - Voitures à pétrole, p. 371)

Fig. 37.

tion à 100° environ et maintient les parois du moteur à une température constante, quel que soit son régime. Dans ces conditions, le constructeur sait donc exactement, quand il calcule ses pièces, à quelles dilatations et à quels retraits elles seront soumises; il peut donc assurer leur ajustage d'une façon plus précise.

Ce refroidissement par évaporation a été employé par les voitures A. Bollée construites par les ateliers de Dietrich et par les voitures Delahaye. Actuellement on le trouve sur les voitures Gillet-Forest. Le schéma de ce dispositif est le suivant.

Un réservoir ou bassin dont la sortie est tamisée par une crépine (*fig.* 37) amène par gravité de l'eau jusqu'à un flotteur situé sur le flanc du moteur à hauteur de la culasse. Lorsque la chambre qui entoure la culasse est remplie, le flotteur obstrue l'arrivée d'eau. Le liquide s'échauffe dans le moteur; la vapeur se forme, monte dans une boîte à vapeur située au-dessus des culasses et de là dans le *radiateur;* ce radiateur est formé d'une série de tubes métalliques munis d'ailettes qui augmentent leur surface de contact avec l'air. Au contact de ces tubes froids, la vapeur se condense en eau qui redescend au moteur. Lorsque la production de vapeur est trop grande pour la surface de condensation, une partie sort à l'extérieur. Le flotteur d'eau[1] laisse immédiatement entrer dans la culasse une quantité d'eau nouvelle en remplacement de celle qui fait défaut.

Quand la voiture marche vite, la condensation se fait sans

1. *Description du flotteur Gillet-Forest.* — Le réservoir à flotteur qui sert seulement à remplacer la quantité d'eau perdue par évaporation se compose d'un corps de flotteur dans lequel l'eau arrive à la partie centrale supérieure; sur le côté un petit tube dissimulé derrière le radiateur sert à mettre le réservoir en communication avec l'atmosphère pour empêcher toute pression ou dépression de venir troubler l'arrivée de l'eau.

Le flotteur en cuivre glisse librement sur la tige-guide centrale; sur celle-ci, à sa partie supérieure, repose un bouchon conique appuyé sur sa tige au moyen d'un ressort faible convenablemeut taré qui prend son point d'appui sur une rondelle goupillée sur le guide; à la partie inférieure du guide se trouve une rondelle clavetée. Quand le niveau baisse, le flotteur vient reposer sur cette rondelle, détend le ressort supérieur et l'eau pénètre dans le réservoir du flotteur d'eau. Cette disposition a été prise pour permettre au flotteur de suivre les agitations de l'eau dans le réservoir (agitations produites par les cahots) tout en maintenant fermée l'arrivée de l'eau quand le moteur n'en a pas besoin.

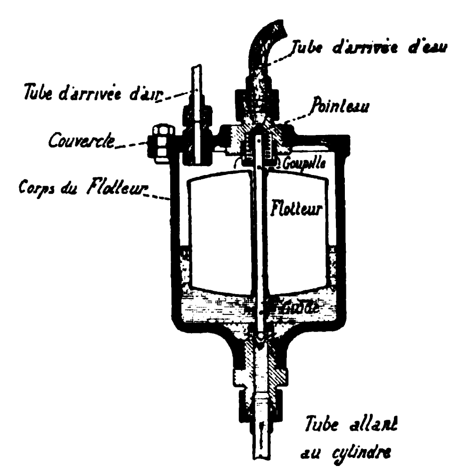


Fig. 38.
Refroidisseur par évaporation. Flotteur commandant l'arrivée d'eau (Gillet-Forest).

difficulté. Quand elle marche lentement, la condensation s'effectue moins bien parce que, la circulation d'air autour des tubes du radiateur étant moins active, ces tubes se trouvent à une température plus élevée. Mais il ne résulte de là aucun inconvénient grave. La production de vapeur devenant trop grande par rapport à la condensation, de forts jets de vapeur sortent sous la voiture, mais la température de l'enveloppe du moteur demeure égale à 100 degrés.

Refroidissement par circulation d'eau autour des parois du moteur. — La circulation de l'eau autour des parois du moteur peut se faire soit *en utilisant des variations de densité, soit au moyen d'une pompe.*

D'après M. Butin[1], pour obtenir une bonne circulation dans l'ensemble des tuyauteries, du cylindre, du refroidisseur et du réservoir, il faut une pression d'eau supérieure ou au moins égale à 10 mètres. Lorsque cette pression n'est que de 5 à 6 mètres, le débit est d'environ 1.000 litres à l'heure et ce même débit tombe rapidement à 120 ou 180 litres lorsque la pression descend à 4 mètres ou $4^{m},50$.

Thermo-siphon. — La première méthode, dite du *thermo-siphon* est, en principe, la suivante. L'eau qui circule autour des parois du cylindre est en communication avec un réservoir plein d'eau qui peut être refroidi au moyen de tubes à ailettes et constitue, par suite, un radiateur. L'eau chaude plus légère que l'eau froide occupe la partie supérieure du radiateur dont la partie inférieure est pleine d'eau froide. Le radiateur étant en charge sur le cylindre du moteur, sa partie supérieure communique avec la partie la plus élevée de l'enveloppe du moteur et sa partie inférieure communique avec la plus basse. L'eau qui s'est échauffée au contact des parois du cylindre, se rend dans la partie supérieure du radiateur tandis que l'eau froide s'écoule de sa partie inférieure et vient remplir l'enveloppe à refroidir.

1. Butin, *Les pompes de circulation d'eau pour le refroidissement des moteurs à combustion interne* [*Rapports et Comptes-Rendus du Congrès des Applications de l'Alcool dénaturé* (16 au 23 novembre 1902), p. 135].

Pour que la circulation d'eau soit suffisamment active, il faut, ainsi que nous l'avons vu plus haut, qu'il y ait une dénivellation suffisamment grande entre la partie supérieure du cylindre et le niveau de l'eau dans le radiateur; c'est de cette charge d'eau que dépend, toutes choses égales d'ailleurs (section des canaux d'écoulement, état intérieur et forme de ces canaux, etc...), la vitesse de circulation de l'eau et, par suite, l'abaissement de la température de la paroi du cylindre. Quand on emploie des moteurs verticaux, on est ainsi conduit à élever d'une quantité assez grande le radiateur au-dessus du plan moyen de la voiture; or ce radiateur possède un poids assez considérable qui peut contribuer à élever le centre de gravité du véhicule, alors que la stabilité de celui-ci exige que l'on abaisse ce centre de gravité. La dénivellation nécessaire dont nous venons de parler ne pouvant être grande, on est obligé, pour ne pas diminuer la vitesse de circulation de l'eau par des coudes et des rétrécissements de section, d'employer des tuyaux de grand diamètre qui sont très coûteux. Ce principe du thermo-siphon est appliqué, dans la voiture Renault 1902, au refroidissement du moteur de Dion-Bouton de 8 chevaux disposé verticalement à l'avant de la voiture.

La voiture Renault, qui a gagné Paris-Vienne en 1902, ainsi que celle qui, en 1903, a parcouru la distance de Paris à Bordeaux à la vitesse moyenne de 99 kilomètres à l'heure étaient munies du refroidissement par thermo-siphon.

---

§ 3. — POMPES DE CIRCULATION D'EAU

1. Avantages et inconvénients des pompes. — Toutefois, les appareils qui sont actuellement les plus en faveur pour obtenir une circulation d'eau suffisamment rapide sont les *pompes*.

D'après M. Butin[1], les pompes présentent de nombreux *avantages*, dont les plus importants sont :

1° La *sécurité ;*

2° Une *grande vitesse de circulation*[2] ;

3° Une *petite tuyauterie ;*

4° La *facilité d'installation*, car les pertes de charge pouvant résulter des coudes ou déviations sont sans influence, étant donné la pression considérable produite par la pompe ;

5° La *facilité de mise en place du réservoir d'eau*, qui n'a plus besoin, comme dans les systèmes précédents, d'être au niveau ou au-dessus du cylindre.

Par contre, les pompes présentent les *désavantages* suivants :

a) *Complication de mécanisme*, par suite de la nécessité de leur commande ;

b) *Usure* et par conséquent *entretien ;*

c) *Arrêts éventuels en cas de non fonctionnement de la commande.*

Les conditions que doit remplir une bonne pompe sont donc les suivantes :

Simplicité, *grand débit*, *forte pression*, *robustesse*, *usure minimum* et *commande facile*.

Les trois types de pompes les plus employés sont :

1° Les *pompes dites à engrenages ou à pignons ;*

2° Les *pompes dites centrifuges ;*

3° Les *pompes à palette.*

2. Pompes à engrenages. — Les pompes à engrenages se composent de deux pignons dentés qui engrènent l'un dans l'autre et qui, par suite de la prise des dents, chassent dans la tuyauterie de refoulement l'eau qui, arrivant par la tuyauterie d'aspiration, s'est logée entre chaque dent, comme le montre la figure 39.

1. Butin, *loc. cit.*, p. 137.

2. Dans les voitures munies d'une pompe, le temps nécessaire pour que la totalité de l'eau contenue dans le réservoir et les tuyauteries passe par le moteur varie de quinze secondes à une minute au maximum [Butin, *loc. cit.*, p. 136].

D'après M. Butin[1], ces pompes possèdent les *avantages* suivants :

1° Elles peuvent *fournir facilement une forte pression* pouvant atteindre, en cas d'obstruction des conduits, jusqu'à 5 et 6 kilogrammes ;

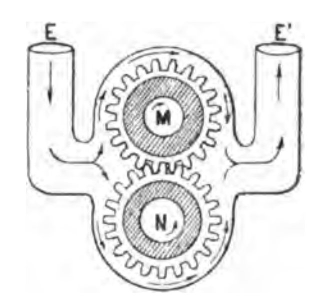
2° *Elles sont très sûres et fonctionnent dans tous les cas ;*

3° Elles sont *robustes*, *simples* et *réversibles*, c'est-à-dire fonctionnent dans les deux sens, l'aspiration pouvant devenir le refoulement.

Par contre, elles possèdent les *désavantages* suivants :

1° Elles *s'usent rapidement*, surtout avec de l'eau sale ; les usures latérales que prennent les deux pignons dans le corps de pompe sont irrémédiables et occasionnent des fuites qui mettent la pompe hors de service ;

2° *Elles ne peuvent tourner à plus de* 5 *à* 600 *tours ;* si, en effet, elles tournent trop vite ou si les engrenages sont mal taillés, elles produisent du bruit et leur aspiration devient détestable dès que les usures latérales dont nous venons parler se sont produites. Or cette faible vitesse de régime ne permet pas d'employer pour ces pompes la commande directe par le moteur ; il y a donc là une complication de transmission du mouvement.



Coupe schématique d'une pompe à engrenages.
(Baudry de Saunier — L'automobile théorique et pratique — Voitures à pétrole. p. 97.)

E, entrée de l'eau
E', sortie de l'eau
M, engrenage supérieur commandé
N, engrenage inférieur de commande entraîné par le moteur.

FIG. 39.

3. Pompes centrifuges. — Mais les pompes qui sont les plus employées sont les pompes centrifuges. Nous allons

1. Butin, *loc. cit.*, p. 150.

insister un peu sur le principe de ces pompes qui jouent actuellement un si grand rôle non seulement dans l'automobilisme, mais dans l'industrie en général.

Force centrifuge. — On sait qu'un point matériel de masse m, assujetti à tourner autour d'un axe avec une vitesse angulaire uniforme ω peut être considéré comme soumis à l'action d'une force dirigée de l'axe vers le point matériel et égale à

$$m\omega^2 r$$

en désignant par r la distance à l'axe du point considéré.

Cette force a reçu le nom de *force centrifuge.*

Principe de la pompe centrifuge. — Ceci posé, considérons un tambour fixe fermé de toutes parts et plein d'eau. Par un moyen quelconque, imprimons à cette masse d'eau un mouvement rapide de rotation autour de l'axe de ce tambour. Par suite des forges centrifuges développées en chaque point de la masse d'eau par sa rotation, la pression exercée sur un élément de surface va en augmentant quand on s'éloigne du centre de rotation vers la circonférence du tambour.

Si un tuyau T est implanté dans la circonférence extérieure du tambour, tandis que la partie voisine de l'axe de rotation est en relation avec un tuyau d'aspiration T′, il y aura, par suite du mouvement de rotation de l'eau, *aspiration par le tuyau* T *et refoulement de l'eau aspirée par le tuyau* T.

Tel est le principe des pompes rotatives dites à force centrifuge.

Schéma d'une pompe centrifuge. — L'organe principal de ces espèces de pompes est une roue à aubes courbes telle que BC, mobile autour d'un axe horizontal projeté en A (*fig.* 40). La roue est divisée en deux parties par une cloison verticale et les couronnes, dans lesquelles les aubes sont emboîtées, présentent de chaque côté de la roue un large orifice circulaire communiquant avec un tuyau d'aspiration E, par lequel l'eau peut arriver sur les aubes. Lorsque la roue est animée d'un mouvement de rotation rapide, elle entraîne dans son mouve-

ment l'eau en contact avec les aubes : par l'effet de la force centrifuge, ce liquide est projeté du centre à la circonférence; il est ensuite refoulé dans l'espace annulaire F qui entoure la roue et de là dans le tuyau d'ascension qui communique avec cet espace annulaire. En même temps que la rotation de la

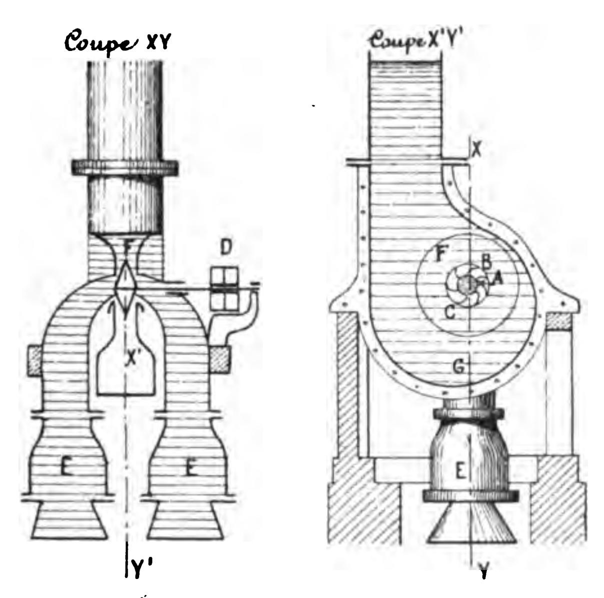


Figure schématique d'une pompe rotative à force centrifuge.
Pompe bilatérale possédant deux ouïes ou orifices d'aspiration.

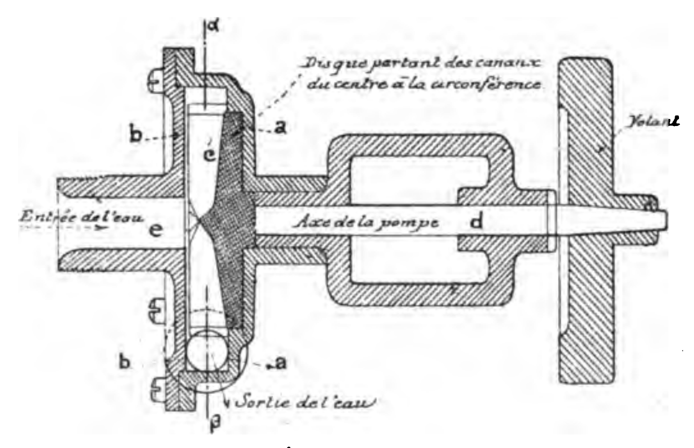
Fig. 40.

roue projette l'eau vers la circonférence, elle produit du côté du centre une aspiration qui fait monter l'eau du puisard sur la roue par les tuyaux EE.

La pompe que nous venons de décrire a une roue qui possède deux orifices d'entrée de l'eau. On dit que cette pompe est *bilatérale* ou encore qu'elle possède deux *ouïes*, en donnant le nom d'ouïe à chaque orifice d'entrée.

Lorsqu'une pompe ne possède qu'une ouïe, on dit qu'elle est *unilatérale*.

Tel est le cas de la pompe Grouvelle dont les figures 41 et 42 font bien comprendre le principe. Cette pompe se compose d'un corps *a* muni d'un couvercle *b*, dans lequel tourne un disque *c* monté sur l'arbre *d*. Dans l'épaisseur de ce disque sont creusés des canaux allant du centre à la circonférence et ayant des



Pompe centrifuge.

(Maurice Farman. Manuel pratique du constructeur d'automobiles à pétrole. p. 188)

Fig. 41.

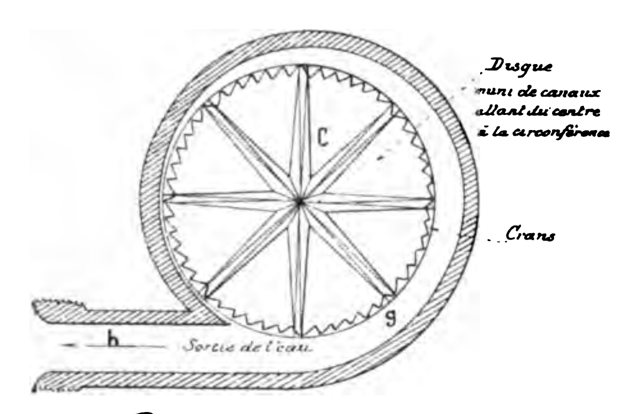
dimensions et des formes convenables. L'eau, par la tubulure *e*, arrive au centre du plateau, se répand dans les canaux et est projetée par la force centrifuge dans un espace annulaire en forme de colimaçon *g* pour s'échapper par la tubulure *h*. La périphérie du disque est munie de crans pour produire l'entraînement de l'eau.

M. Rateau[1], ingénieur des Mines, a fait une étude très

1. Rateau, *Ventilateurs et pompes centrifuges pour hautes pressions mus par turbines à vapeur ou par moteurs électriques* (*Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale*, t. C, décembre 1901, p. 728).

soignée des ventilateurs et pompes centrifuges. Bien que cette question n'intéresse pas directement l'automobilisme, je crois intéressant de résumer les propriétés principales des ventilateurs et pompes centrifuges telles qu'elles résultent des travaux de M. Rateau.

Débit. Hauteur d'élévation. — Considérons une pompe déterminée; nous appelons *débit* Q de l'appareil le nombre de litres d'eau qu'il est capable de déverser par seconde dans un



Pompe centrifuge (Coupe suivant αβ)

Fig. 42.

réservoir convenable. D'autre part, nous appelons hauteur d'élévation H ou hauteur représentant la pression totale donnée par la machine, la somme en mètres de la hauteur d'aspiration et de la hauteur de refoulement.

Variables dont dépendent Q *et* H. — Ce *débit* et cette *pression* d'une pompe, dont la roue mobile tourne à une vitesse constante, dépendent :

1° *De la vitesse de rotation de la machine ;*

2° *Des conditions dans lesquelles se présente le circuit extérieur où la pression* H *est utilisée.* Si l'on modifie ce circuit extérieur, soit en faisant varier sa forme, soit en faisant varier sa hauteur, le débit et la pression varieront aussi. Le débit,

par exemple, peut varier entre 0 et un certain maximum Q_m qui est obtenu, lorsque l'appareil étant mis dans la situation que, par analogie avec l'électricité, M. Rateau appelle le *court-circuit*, la hauteur H de pression est nulle.

Courbes donnant en fonction du débit Q :

α) *La pression* H ;

β) *La puissance* P_m ;

γ) *Le rendement mécanique* ρ ;

Vitesse de rotation constante. — Nous pouvons construire des courbes en portant :

En abscisse : le débit Q de l'appareil;

En ordonnée : α) soit la pression correspondante H donnée par la machine (la vitesse de rotation restant constante);

β) Soit la puissance P_m transmise à l'arbre;

γ) Soit le rendement mécanique ρ de la machine, c'est-à-dire le rapport entre le travail utile en eau montée ϖQH (ϖ, poids de l'unité de volume du liquide) et la puissance P_m transmise à l'arbre.

Si ces courbes[1] affectent une forme variable suivant le système de pompe et suivant la vitesse de rotation, leur allure générale est toujours la suivante.

1° *La courbe des hauteurs de pression a une forme parabolique avec un sommet plus ou moins aplati.*

Cette courbe coupe l'axe des ordonnées (pression H) en un point qui représente la pression donnée par la pompe lorsque le débit est nul; cette courbe, lorsque le débit va en augmentant, monte ensuite de gauche à droite, passe par un maxi-

1. Dans le remarquable Mémoire que M. Butin a présenté au Congrès des Applications de l'alcool dénaturé, mémoire auquel nous avons fait de nombreux emprunts pour la rédaction de ce chapitre, on trouve tracées un grand nombre de ces courbes résultant d'expériences directes de l'auteur sur des pompes de divers types. Ces courbes donnent en fonction de la pression H (exprimée en mètres d'eau) le débit Q_m (exprimé en litres), la puissance P_m exprimée en watts et le rendement mécanique ρ. Il est facile de transformer ces résultats d'expériences de manière à revenir à la représentation indiquée par M. Rateau. On retrouve ainsi pour les pompes centrifuges l'expression des lois énoncées par ce savant ingénieur. Nous n'insistons pas davantage sur ces divers modes de représentation qui trouvent de préférence leur place dans un traité sur les pompes; il suffit de consulter sur ce sujet l'excellent ouvrage que M. Masse vient de publier. (Masse, *Les Pompes*, Paris; Dunod, 1903.)

mum, puis redescend jusqu'à venir couper l'axe des abscisses (débit Q) en un point qui donne la valeur du débit lorsque la pression est nulle. (Voir la courbe du coefficient manométrique *fig.* 43.) Voici quelques résultats obtenus par M. Butin dans les divers essais dont nous parlons dans la note ci-dessus.

Pompes destinées aux voitures automobiles	Pompe centrifuge Henry[1]....... (1.800 tours à la minute)	$Q = 0$ pour $H = 3^m,50$ d'eau
	Pompe de Dion-Bouton[2]........ (1.500 tours à la minute)	$Q = 0$ pour $H = 6^m,00$ d'eau
	Pompe Grouvelle et Arquembourg[3]..................... (2.000 tours à la minute)	$Q = 0$ pour $H = 5^m,60$ d'eau

2° *La courbe de la puissance transmise à l'arbre est assez voisine d'une droite allant en s'élevant à mesure que le débit croît* (Voir *fig.* 43.) (Suivant la forme des augets de la roue mobile, cette courbe de la puissance transmise monte plus ou moins vite qu'une droite);

3° *La courbe du rendement mécanique affecte toujours la forme d'une sorte de parabole passant par l'origine et par le point du débit limite* Q_m ; *le sommet de cette parabole correspond au rendement maximum de la machine* (Voir *fig.* 43).

Il faut, autant que possible dans la pratique, mettre l'appareil dans cette condition du rendement maximum afin d'en tirer le meilleur parti. C'est ce que M. Rateau appelle la *marche normale* de la machine.

On peut énoncer sur ces conditions de marche de la machine les propositions suivantes :

a) *Pour une machine déterminée et pour une vitesse de rotation donnée, il y a, en marche normale, un débit déterminé et une hauteur d'élévation parfaitement déterminée ;*

b) *Ces conditions de la marche normale changent avec la*

1. Pompe du type représenté dans la figure 45 : ailettes courbes venues de fonte avec le disque qui les entraîne.
2. Pompe du type de la figure 45, mais avec ailettes droites au nombre de quatre disposées à angle droit l'une de l'autre tangentiellement à un petit cercle.
3. Pompe du type des figures 41 et 42.

vitesse de rotation et avec les dimensions de l'appareil quand on le modifie tout en le laissant semblable à lui-même.

Cas ou l'on fait varier la vitesse de rotation (en court-circuit). — Nous avons supposé que l'on maintenait la vitesse de rotation constante et égale à la vitesse de régime préconisée par le constructeur.

Supposons maintenant que la vitesse varie, la pompe fonctionnant *en court-circuit*, c'est-à-dire sans aucune charge ($H = 0$). Nous constatons alors que, dans tous les cas, le débit baisse en général très rapidement avec cette vitesse. Exposons quelques-uns des essais de M. Butin.

Pompe centrifuge Henry. — Le débit diminue très rapidement dès que la vitesse descend au-dessous de 1.000 tours, il n'est plus que de 300 litres pour 500 tours; pour avoir un bon débit, il faut se maintenir entre 1.200 et 2.000 tours.

Pompe centrifuge de Dion-Bouton. — Le débit qui est de 3.500 litres pour 2.000 tours, tombe à 1.800 litres pour 1.000 tours; il est encore de 750 litres pour 500 tours.

Pompe Grouvelle et Arquembourg. — Le débit diminue très rapidement dès que la vitesse tombe au-dessous de 1.500 tours pour devenir nulle lorsqu'elle n'est plus que de 5 à 600 tours.

Ces résultats expérimentaux suffisent pour discuter l'emploi des pompes centrifuges en automobile; mais avant d'arriver à cette question, nous allons terminer l'exposé des considérations que M. Rateau a introduites dans l'étude des pompes centrifuges en général.

Coefficients indépendants, pour un type d'appareils, de la vitesse de rotation et de la grandeur de la machine. — On peut avoir des coefficients indépendants de la vitesse de rotation et de la grandeur de la machine en divisant le débit Q, la hauteur H et la puissance P_m par des puissances convenables *de la vitesse périphérique u et du rayon r de la roue mobile.* Ces coefficients qui sont alors *caractéristiques de chaque type d'appareil*[1], sont, d'après M. Rateau :

1. En employant les équations de dimensions, il est facile de prouver que les coefficients ρ, δ, μ, τ sont des nombres abstraits. En effet, les dimensions

le rendement mécanique :

$$\rho = \frac{\varpi QH}{P_m},$$

le coefficient de débit :

$$\delta = \frac{Q}{ur^2},$$

le coefficient manométrique :

$$\mu = \frac{gH}{u^2} \qquad (g, \text{ intensité de la pesanteur})$$

le coefficient de la puissance transmise :

$$\tau = \frac{gP_m}{\varpi u^3 r^2} = \frac{\mu\delta}{\rho}.$$

Si l'on construit des courbes en portant en abscisses le coefficient de débit δ et en ordonnées soit le rendement mécanique. soit le coefficient manométrique, soit le coefficient de la puissance transmise, on obtient des graphiques qui sont caractéristiques de chaque type d'appareil.

Nous avons, d'après M. Rateau, reproduit deux de ces graphiques : l'un relatif à une pompe centrifuge Rateau pour petites hauteurs d'élévation et l'autre relatif à un ventilateur centrifuge de mine, système Rateau[1] (*fig.* 43 et 44).

des diverses grandeurs qui entrent dans la définition de ces coefficients sont les suivantes :

$$(\varpi) = \frac{MLT^{-2}}{L^3} \quad (Q) = \frac{L^3}{T} \quad (H) = L \quad (P_m) = ML^2T^{-3} \quad (u) = LT^{-1} \quad (r) = L \quad (g) = LT^{-2}$$

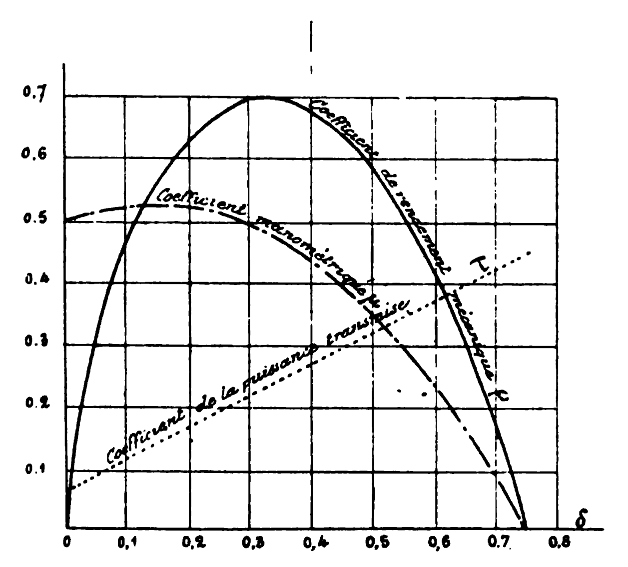
$$\rho = \frac{\frac{MLT^{-2}}{L^3} \times \frac{L^3}{T} \times L}{ML^2T^{-3}} = \frac{ML^2T^{-3}}{ML^2T^{-3}} \qquad \delta = \frac{L^3T^{-1}}{LT^{-1} \times L^2} = \frac{L^3T^{-1}}{L^3T^{-1}}$$

$$\mu = \frac{LT^{-2} \times L}{L^2 \times T^{-2}} = \frac{L^2T^{-2}}{L^2T^{-2}} \qquad \tau = \frac{LT^{-2} \times ML^2T^{-3}}{\frac{MLT^{-2}}{L^3} \times L^3T^{-3} \times L^2} = \frac{MLT^{-2}}{MLT^{-2}}.$$

1. Les propriétés des ventilateurs et des pompes centrifuges sont les mêmes ; ces deux sortes d'appareils ne diffèrent que par la densité du fluide qu'ils débitent.

On voit, par ces deux exemples, que les courbes, quoique ayant la même allure, peuvent différer beaucoup d'un genre d'appareil à un autre.

Il résulte de la fixité de ces courbes caractéristiques pour chaque type de machine, des lois qu'il convient de connaître pour tirer des ventilateurs et des pompes la meilleure utilisation.



Courbes Caractéristiques d'une pompe centrifuge système Rateau pour petites hauteurs d'élévation.

Fig. 43.

Nous citerons, en particulier, les lois suivantes que nous désignerons sous le nom de lois de M. Rateau.

Première loi de M. Rateau. — *En marche normale, une pompe centrifuge, comme un ventilateur, donnent un débit proportionnel à la vitesse de rotation et une hauteur de pression proportionnelle au carré de cette vitesse de rotation.*

En désignant par a et b des constantes qui dépendent du type d'appareil étudié, on a

$$Q = au, \qquad H = bu^2,$$

d'où on déduit

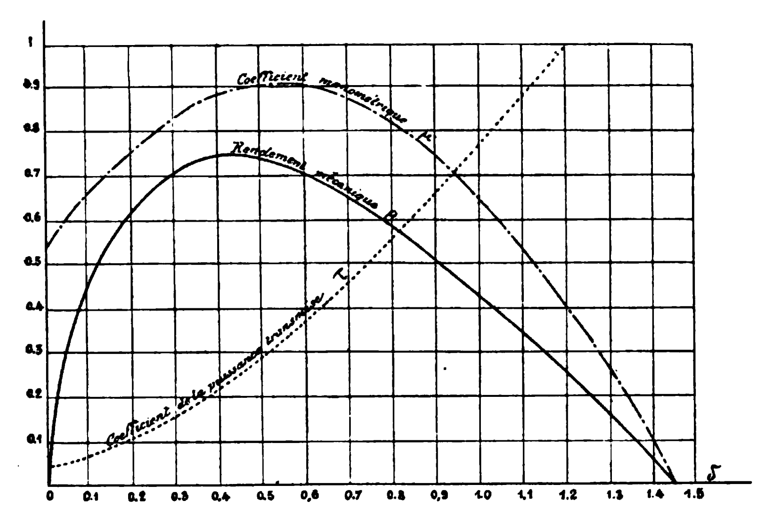
$$Q^2 = \frac{a^2}{b} \times H,$$

ou

$$Q = \frac{a}{\sqrt{b}} \times \sqrt{H}.$$

On peut donc énoncer la loi suivante :

DEUXIÈME LOI DE M. RATEAU. — *En marche normale, c'est-à-*



Courbes caractéristiques d'un ventilateur centrifuge Rateau

FIG. 44.

dire dans les conditions du maximum de rendement mécanique, le débit pour une vitesse donnée est proportionnel à la racine carrée de la hauteur de pression.

On croit généralement qu'une pompe centrifuge doit fournir un débit constant, ou à peu près constant, quelle que soit la hauteur d'élévation. C'est cette opinion erronée qui a fait penser que ces appareils étaient incapables de procurer de grandes pressions avec un bon rendement mécanique. Or

M. Rateau a construit des pompes centrifuges à une seule roue mobile débitant, à une vitesse de 2.200 tours par minute, 60 mètres cubes à l'heure à une hauteur de 30 mètres et ayant plus de 55 0/0 de rendement mécanique[1].

Cas où l'on s'écarte de la marche normale. — Dans ce qui précède, nous avons supposé que l'on expérimentait en marche normale. Quand on s'écarte de cette marche, le rendement mécanique baisse. Mais il ne baisse d'abord que très lentement, en sorte que le débit peut pratiquement s'écarter d'environ 30 0/0 en plus ou en moins de sa valeur normale sans que le rendement mécanique soit notablement inférieur à son maximum. On voit donc que le débit des pompes centrifuges peut dans la pratique varier du simple au double

1. Dans son mémoire, M. Rateau cite de nombreux résultats d'essais de *pompes dites multicellulaires*, c'est-à-dire de pompes formées d'une série de roues mobiles groupées sur un même axe et réunies en série de manière qu'elles soient traversées par le même courant liquide. La pression communiquée au courant croît d'une roue à l'autre, chacune d'elles donnant une fraction de hauteur égale à la hauteur totale divisée par le nombre des roues; c'est ainsi que, dans une pompe multicellulaire élevant l'eau à 200 mètres, et formée de 10 roues, chacune de celles-ci ne produit qu'une pression de 20 mètres. L'emploi de ces pompes multicellulaires est nécessaire quand on doit associer ensemble un moteur électrique et une pompe centrifuge pour grande hauteur d'élévation. Cette nécessité provient, d'une part, de la vitesse insuffisante des moteurs électriques et, d'autre part, de l'influence des pertes externes dans la pompe (fuites aux joints et frottements dans le liquide ambiant). Si l'on voulait, en effet, n'utiliser qu'une seule roue, on serait conduit, pour réaliser la vitesse périphérique nécessaire, à un diamètre de roue mobile tel que le débit serait relativement faible pour ce diamètre; les pertes externes prendraient une si grande importance qu'elles feraient tomber beaucoup le rendement mécanique.

Il résulte d'essais faits aux ateliers Sautter-Harlé qu'une pompe centrifuge à 5 roues mobiles, du type construit par M. Rateau, a donné à la vitesse de 1.365 tours par minute, une hauteur d'élévation de 86 mètres et un débit de 108 mètres cubes à l'heure, avec un rendement mécanique voisin de 70 0/0; une pompe à 7 roues mobiles a donné à la vitesse de 1.200 tours par minute un débit de 85 mètres cubes à l'heure, à la hauteur de 100 mètres et avec un rendement mécanique de près de 60 0/0.

Si, au lieu de faire tourner la pompe centrifuge avec un moteur électrique, on la fait tourner avec une turbine à vapeur, on obtient des résultats surprenants. Avec *une seule roue mobile* de 8 centimètres de diamètre, accouplée à une turbine à vapeur tournant à 18.000 tours par minute, on a pu obtenir une hauteur d'élévation de 300 mètres et un débit de 20 mètres cubes à l'heure avec un rendement mécanique de 60 0/0.

Nous sommes loin, comme on le voit, de l'opinion encore récente que les pompes centrifuges étaient impuissantes à dépasser une hauteur de 10 à 15 mètres avec un bon rendement mécanique.

sans grand inconvénient[1]. *Les pompes centrifuges jouissent ainsi d'une grande souplesse d'application.*

Division de la hauteur d'élévation H *en hauteur afférente à l'aspiration et partie correspondant au refoulement. Position d'une pompe centrifuge.* — Une dernière remarque doit être faite ici.

Dans tout ce qui précède, nous n'avons pas distingué, dans la hauteur H, la partie de cette hauteur afférente à l'aspiration et la partie qui correspond au refoulement; *peu importe, en effet, la manière dont se partage la hauteur de part et d'autre de l'appareil.*

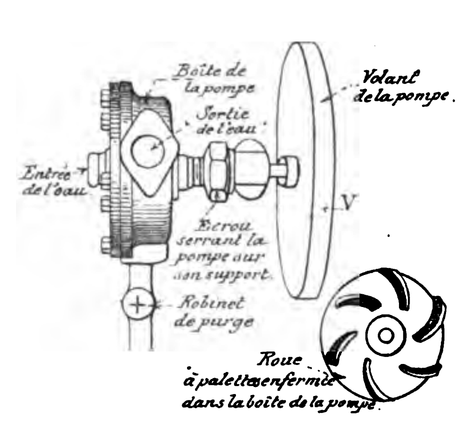
1. C'est là le grand avantage des pompes centrifuges sur les pompes à piston. Si l'on suppose la vitesse constante, ce qui est ordinairement le cas lorsque la machine est conduite par un moteur électrique, *les pompes à piston donnent un débit sensiblement constant à une hauteur variable*, tandis que *les pompes centrifuges donnent une hauteur d'élévation sensiblement constante et un débit variable.* Si, en effet, on se reporte à la figure 43, on voit que dans certaines limites, on peut produire une assez grande variation de débit sans faire varier la hauteur d'élévation d'une manière notable. Or, dans la plupart des applications, la hauteur à produire est constante tandis qu'au contraire on a besoin généralement de faire varier le débit. Il suffit pour cela de placer une vanne sur le tuyau de refoulement (par exemple à la suite de la pompe) et de donner à la pompe une vitesse un peu supérieure à celle qui serait strictement nécessaire pour obtenir la hauteur d'élévation totale. Dès lors, en ouvrant plus ou moins la vanne, on a plus ou moins de débit. On peut même fermer complètement la vanne tout en laissant la pompe continuer à tourner, cela n'occasionnera aucun inconvénient; la pression donnée par la pompe sera un peu augmentée, mais extrêmement peu.

Si cela est nécessaire, *on peut prendre des dispositions pour faire varier la hauteur d'élévation donnée par une pompe centrifuge.* Si le moteur est à courant continu, il suffit de modifier la vitesse de rotation en agissant sur le courant d'excitation au moyen d'un rhéostat; la hauteur produite étant proportionnelle au carré de la vitesse, on obtient par ce moyen d'assez grandes différences de hauteur avec une variation relativement faible de la vitesse. Si le moteur qui commande la pompe est à courant triphasé et est alimenté par un réseau où la fréquence du courant est constante, on ne peut plus faire varier la vitesse de ce moteur que dans des limites très faibles. Dans ces conditions, on peut obtenir une variation de hauteur par échelons avec une pompe multicellulaire en enlevant des roues dans le corps de pompe. On peut encore mettre sur le corps de pompe autant de tubulures de refoulement qu'il y a de roues, chacune de ces tubulures correspondant au fonctionnement de la pompe avec le nombre de roues correspondantes; il suffit alors de raccorder le tuyau de refoulement à l'une ou à l'autre de ces tubulures pour obtenir, avec une vitesse constante de la pompe, des hauteurs d'élévation différentes.

Enfin le grand avantage des pompes centrifuges réside dans la possibilité de les accoupler *directement* à un moteur électrique tournant à n'importe quelle vitesse.

Une pompe centrifuge peut être placée en un point quelconque de la hauteur d'élévation ; elle peut même être placée en siphon au-dessus du réservoir de refoulement. Ainsi l'alimentation du bassin à flot du port de Bordeaux se fait au moyen d'une grosse pompe centrifuge qui débite jusqu'à 2^{mc},50 d'eau à la seconde. soit 9.000 mètres cubes à l'heure ; elle puise l'eau dans la Garonne et la refoule dans le bassin à flot dont le niveau se trouve à 2 mètres en dessous de l'axe de la pompe.

Phénomène de la cavitation. — Toutefois, il est bon de faire une restriction. Il faut que *la dépression dans l'ouïe* (orifice d'entrée de la pompe), c'est-à-dire la différence entre la pression extérieure et la pression représentée par la colonne de liquide soulevé *ne tombe pas à une valeur trop voisine de zéro.* Il surviendrait alors un phénomène gênant désigné sous le nom de *cavitation.* Ce phénomène qui a été constaté pour les hélices propulsives à grande vitesse, se produit également dans les pompes centrifuges lorsque, la pression à l'entrée de la pompe étant faible et la vitesse d'entraînement des ailes étant grande, l'eau ne peut suivre le revers de ces ailes. La continuité de la veine liquide est alors rompue, il se forme des poches d'air et le rendement tombe rapidement.



Pompe centrifuge.
(Baudry de Saunier. L'automobile théorique et pratique - Voitures à pétrole. p. 297.)

FIG. 45.

4. Position de la pompe centrifuge dans les automobiles. — C'est pour éviter la production de ces poches gazeuses que dans les automobiles on dispose le réservoir qui contient l'eau froide de

circulation *en charge sur la pompe centrifuge.* En effet, dans ce cas, la moindre aspiration donnerait naissance dans la pompe à la production de vapeur d'eau et, par suite, de poches gazeuses.

Ces pompes employées pour automobiles sont disposées comme le représente la figure 45 ; elles sont montées sur un axe portant à son extrémité un volant V qui vient frictionner par exemple, avec le volant du moteur. Comme le diamètre de ce volant V de la pompe est plus petit que le diamètre du volant du moteur, il en résulte une multiplication telle que le nombre des tours de la pompe par minute est égal au nombre des tours de l'arbre du moteur multiplié par le rapport des diamètres du volant de la machine et de celui de la pompe.

C'est ainsi que l'on construit pour les automobiles des pompes Grouvelle qui peuvent faire 2.500 à 3.000 tours à la minute.

5. Moyen pratique de reconnaître une bonne pompe centrifuge pour circulation de voitures automobiles. — Les considérations qui précèdent vont nous permettre d'indiquer le moyen pratique de reconnaître une bonne pompe centrifuge pour circulation de voitures automobiles.

Nous avons vu qu'à vitesse constante la pression H augmente en général quand le débit diminue et que, d'autre part, le débit diminue avec la vitesse de régime. D'un autre côté la résistance du moteur, du radiateur et des tuyauteries est en moyenne d'environ $5^m,50$ pour un débit de 1.000 litres et de 4 mètres à $4^m,50$ pour un débit de 800 litres. La meilleure pompe centrifuge pour circulation de voiture automobile sera celle qui donnera la *meilleure pression pour un débit nul*, sous différentes vitesses et particulièrement *à la demi-vitesse de régime*[1]. En effet, lorsque la vitesse du moteur diminue par suite de la puissance qu'il doit fournir, le débit tombe rapidement ; les échauffements sont alors plus particulièrement à craindre et c'est

1. Butin, *loc. cit.*, p. 246.

alors qu'il convient d'assurer une bonne circulation en établissant la pression la plus grande possible.

6. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges employées en automobilisme. — Nous pouvons enfin d'après la discussion précédente résumer les avantages et les inconvénients des pompes centrifuges employées pour la circulation des voitures automobiles.

Les avantages sont :

Simplicité, *usure presque nulle*, *bon rendement.*

Mais leurs inconvénients sont :

Mauvais débit à demi-vitesse de régime, *nécessité d'être en charge sur le réservoir*, *insécurité et irrégularité de fonctionnement ;* une même pompe installée sur une voiture fonctionnant mal, passablement ou bien, sans qu'on puisse se rendre compte des causes de telles variations.

7. Entraînement de la pompe centrifuge. — Une question importante est celle qui est relative à l'entraînement de la pompe. Comme nous l'avons dit, cette commande se fait, en général, par friction du volant V (*fig.* 45) sur la jante du volant du moteur. Pour cela, le volant V doit être garni sur sa circonférence d'une matière légèrement compressible et possédant un coefficient de frottement élevé[1].

8. Inconvénients de l'emploi du caoutchouc comme garniture du volant de la pompe. — On a essayé d'employer pour cet usage le *caoutchouc* qui, à première vue, paraissait convenir à merveille à cause de son élasticité, pour produire un contact continu et une adhérence parfaite. Malheusement les résultats ont été négatifs. L'anneau de caoutchouc, continuellement laminé par le volant pendant la rota-

1. Les détails sont empruntés à deux articles remarquables de M. G. Paillet : G. Paillet, *la Circulation d'eau* (*les Petites Annales illustrées du Cycle et de l'Automobile*, 6e année, nos 281 et 282; 15 et 22 novembre 1902).

tion, s'allonge et inévitablement au bout de quelques jours, saute hors de sa gorge et est mis hors d'usage.

Pour avoir un résultat, il serait indispensable de substituer au volant V de la pompe un disque de caoutchouc plein, serré entre deux plateaux parallèles et libre seulement sur sa circonférence. Mais dans ces conditions l'avantage que présentait l'anneau de pouvoir être remplacé presque instantanément n'existe plus. D'autre part, on a affaire à un disque de caoutchouc qui coûte plus cher que le cuir, qui exige le même montage et qui, si la pompe vient à s'arrêter pour une cause quelconque sera fondu, brûlé par le frottement du volant du moteur.

9. Emploi du cuir comme garniture du volant de la pompe. — Précautions à prendre dans son emploi. — C'est pourquoi tous les constructeurs ont délaissé le caoutchouc employé pour l'entraînement du volant de la pompe et se sont ralliés à l'emploi du *cuir* qui donne encore le moins de mécomptes.

Mais ce système ne fonctionne d'une manière satisfaisante que si l'on prend certaines précautions indispensables.

1° *Les disques de cuir qui reçoivent le mouvement de rotation doivent d'abord être tournés avec soin.* Il est bon de ménager, dans la partie centrale des plateaux qui les serrent (plateaux faisant partie du volant de la pompe), un épaulement permettant dans le cas d'un démontage ou d'un desserrage accidentel de les recentrer exactement.

2° *Les disques seront en cuir bien homogène assez souple.* Le cuir vert ou le cuir chrômé conviennent mieux que le cuir sec et sont moins sujets à former des facettes sur leur circonférence par suite d'un choc quelconque.

3° *L'épaisseur du galet de la pompe doit atteindre* 18 *à* 20 *millimètres pour avoir une adhérence suffisante.* Comme on ne trouve pas dans le commerce de cuir homogène de plus de 6 à 7 millimètres d'épaisseur, il convient d'assembler au moins trois feuilles de cuir entre les deux plateaux qui serrent ces feuilles.

4° *Si le volant du moteur a sa jante lisse et que le galet de la pompe s'y appuie normalement par sa tranche*, il suffit de juxtaposer les disques de cuir, en les taillant de manière à leur donner un diamètre extérieur de 5 à 6 millimètres plus grand que le diamètre du volant de la pompe. Le cuir maintenu dans ces conditions, c'est-à-dire de telle façon qu'il ne déborde le volant que de ces 5 à 6 millimètres, se comporte comme un seul bloc.

5° *On emploie quelquefois un autre système d'entraînement.* On pratique dans la jante du volant du moteur une rainure circulaire, dont la section droite est un trapèze, ayant sa petite base tournée vers l'axe du moteur, cette petite base ayant une grandeur un peu plus petite que l'épaisseur du cuir du galet. On fait appuyer ce galet dans cette rainure, où il vient se coincer entre les deux joues intérieures, comme dans une poulie à gorge.

Ce système employé dans le but d'avoir une adhérence plus grande comporte des inconvénients.

a) Il présente d'abord une difficulté de montage. Alors qu'avec le premier dispositif, le galet de la pompe peut être déplacé le long de son axe sans que son fonctionnement soit altéré, le second exige que ce galet soit placé exactement en face de la rainure du volant du moteur, sous peine de toucher la gorge d'un seul côté et de subir pendant la rotation une torsion qui tend à fausser l'axe de la pompe, qui ovalise son presse-étoupes et provoque des fuites continuelles.

b) De plus, comme le cuir doit s'enfoncer dans la jante du volant, il faut lui donner un diamètre qui est de 12 à 15 millimètres plus grand que le diamètre des plateaux entre lesquels il est serré. On est alors obligé de relier les unes aux autres, par un moyen quelconque, les feuilles de cuir. On peut les coller, mais si le défaut de montage que nous signalions tout à l'heure se produit, il y aura frottement sur une des joues de la rainure, échauffement du cuir et décollage d'une feuille qui se trouvera bientôt pliée ou déchirée et qui arrêtera net la pompe.

6° Dans tous les cas, pour que l'entraînement de la pompe soit assuré, *il faut que le galet soit appuyé sur le volant du moteur avec une force constante, suffisante pour produire l'adhérence, assez faible pour ne pas provoquer l'écrasement du cuir.* Le seul procédé qui donne un bon résultat est celui du ressort de rappel.

La pompe est reliée à sa tuyauterie par deux raccords en caoutchouc de façon à pouvoir se déplacer légèrement sans crainte de rupture. Le corps de pompe est monté à glissières sur deux colonnettes fixes dirigées normalement à la jante du volant du moteur. La colonnette voisine du galet de cuir porte un ressort réglable qui tend à appuyer constamment ce galet sur la jante du volant. On règle la tension du ressort à l'aide d'un écrou de butée de telle sorte qu'on puisse facilement faire tourner le galet à la main sans que le moteur tourne; l'adhérence obtenue ainsi est largement suffisante.

7° *Il est essentiel de supporter l'axe de la pompe par deux paliers très longs.* Malgré cela, si une certaine quantité d'eau ou de boue se loge entre eux, l'entraînement de la pompe peut être défectueux. La pompe, en s'arrêtant, obture la canalisation de l'eau comme le ferait un robinet, et un échauffement exagéré du cylindre se produit si l'on n'est pas averti de l'arrêt de la pompe par un manomètre indiquant la pression due à la vitesse de l'eau avant son entrée dans le cylindre.

Aussi dans quelques voitures le volant V de la pompe est-il remplacé par une roue d'engrenage en prise avec une autre roue fixée sur l'axe du moteur. *Ces roues sont d'ailleurs enfermées dans le carter et l'inconvénient que nous venons de signaler ne se produit pas.* Ce dispositif est adopté dans la voiture légère Darracq, type 1903.

10. Troisième type de pompe applicable aux automobiles; type approchant des pompes à piston. — Nous sommes ainsi amenés à parler d'un troisième type de pompes applicables aux automobiles, type qui se rapproche des pompes

à piston et qui tend à se répandre en ce moment. L'un des échantillons de ce type est la pompe Darracq.

La figure 46 représente la pompe Darracq dans deux positions successives.

Elle consiste en une boîte cylindrique plate (*ouverte sur notre croquis*) dans laquelle tourne un arbre excentré (en pointillé sur la figure 46) terminé par une tête fendue comme celle d'une vis.

Dans cette fente glissent deux palettes (en quadrillé sur la

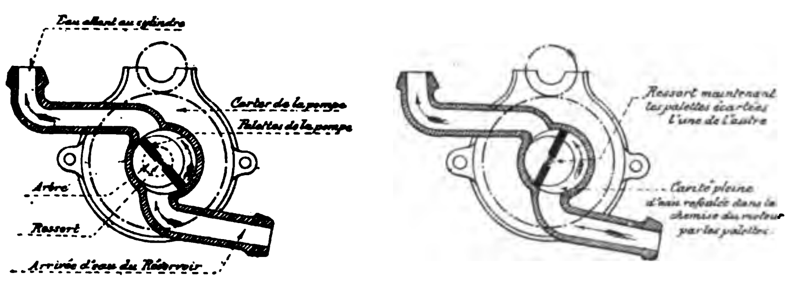


Schéma de la pompe Darracq en deux positions.
(Aspiration et refoulement de l'eau.)

FIG. 46.

figure 46), qu'un ressort maintient constamment écartées l'une de l'autre. Grâce à ce ressort les palettes suivent le contour de la chambre malgré l'excentrage de l'axe.

D'autre part, à cause de cet excentrage, on voit que le volume de la cavité, dans laquelle arrive l'eau ou à partir de laquelle l'eau est envoyée dans le moteur, va en augmentant ou en diminuant entre zéro et une certaine valeur. C'est ainsi que, dans le schéma de gauche (*fig.* 46), l'eau arrive du réservoir dans une cavité dont le volume va en augmentant à partir de zéro ; il y a *aspiration* du liquide ; dans le schéma de droite (*fig.* 46), l'eau qui a rempli la cavité précédente est refoulée par la pompe dans le moteur, le volume de la cavité dans laquelle se trouve l'eau allant en décroissant jusqu'à zéro.

11. Avantages et inconvénients des pompes à palette. — Les pompes à palette sont moins simples que les pompes à engrenage puisqu'elles nécessitent des pièces plus délicates, des ressorts, des palettes. Mais, par contre, elles permettent de rattraper en partie les usures qui se produisent ; de même que les pompes à engrenage, elles donnent une pression aussi forte qu'une pompe à piston. Elles sont enfin *robustes* et *réversibles.*

Leur *inconvénient* est d'être obligées de tourner à une *vitesse relativement faible*, à peu près celle des pompes à engrenage. Si les métaux entrant dans leur fabrication ne sont pas parfaitement choisis, ou si les ressorts sont trop durs, il se produit à l'intérieur du corps de pompe une sorte de broutage qui diminue considérablement le bon fonctionnement.

12. Du choix d'une pompe pour la circulation d'eau dans les voitures automobiles. — De l'étude que nous venons de faire de différents types de pompes, nous pouvons conclure, avec M. Butin, que l'on doit choisir de la manière suivante une pompe de circulation d'eau pour une voiture automobile.

1° *On recherche avant tout la simplicité et la longue durée.* — La pompe centrifuge est alors celle qui doit être adoptée ; sa vitesse de rotation est assez grande pour pouvoir supprimer tous les engrenages intermédiaires qui sont toujours source de complications et d'ennuis en commandant la pompe directement soit par l'arbre même du moteur, soit par l'arbre des cames.

Au même point de vue les pompes à palette sont encore préférables aux pompes à engrenages.

2° *On recherche avant tout la sécurité du refroidissement.* — Les pompes mécaniques à palette doivent être préférées ; elles donnent suffisamment de pression et de débit lorsque le moteur tourne à demi-vitesse, ce qui n'a pas lieu avec les pompes centrifuges. Une bonne pompe à palette à employer est une pompe donnant en vitesse normale un débit de 1.000 à 1.200 litres et

à demi-vitesse 500 à 600 litres, avec une pression de 5 à 6 mètres d'eau. De cette façon s'il arrive un accident à la pompe, le système de refroidissement peut fonctionner comme thermo-siphon, ce qui est une condition qu'il ne faut pas négliger quand on combine le circuit de circulation d'eau d'un moteur d'automobile. Il est d'ailleurs très facile de vérifier que la circulation se fait bien en ajoutant sur la tuyauterie de circulation un manomètre ou un petit robinet placé sur une dérivation à portée de la main du chauffeur.

---

§ 4. — APPAREILS DESTINÉS A REFROIDIR L'EAU DE CIRCULATION

Les pompes que nous venons d'étudier permettent de produire autour du cylindre du moteur une circulation active d'eau. Cette eau partant d'un réservoir arrive dans la pompe qui l'envoie autour du cylindre du moteur où elle se réchauffe en refroidissant celui-ci. Cette eau dont la température s'est élevée doit être refroidie avant de revenir au réservoir. On obtient ce résultat de diverses manières que nous allons successivement passer en revue.

1. Radiateurs. — Pour refroidir l'eau, on peut employer une sorte de serpentin formé d'une série de tubes disposés en série dans lesquels cette eau doit successivement passer. Ces tubes sont refroidis par l'air ambiant et, pour augmenter leur surface de contact avec l'air, on les munit d'ailettes. On constitue ainsi ce que l'on appelle un *radiateur*[1].

1. Les détails sur la construction des radiateurs sont empruntés aux sources suivantes :

G. Lavergne, *Manuel théorique et pratique de l'Automobile sur route*, p. 129 (Paris, Ch. Béranger);

G. Lavergne, *le Refroidissement des Moteurs* (*Locomotion*, n° 17, p. 58) ;

J. Bénabenq, *les Refroidisseurs ou Radiateurs employés en Automobile* [*Congrès des Applications de l'alcool dénaturé* (16 au 23 décembre 1902), *Rapports et Comptes Rendus*, p. 157].

Le radiateur se fait avec ailettes en fer ou en aluminium, ces dernières n'ayant que l'avantage de la légèreté. Les ailettes sont plates (Grouvelle et Arquembourg) ou ondulées (Loyal); les secondes offrent une surface un peu plus grande au contact de l'air et augmentent la durée de ce contact par la gêne qu'elles font éprouver à la circulation du fluide; les premières sont plus faciles à débarrasser de la boue qu'elles reçoivent.

Une question encore discutée est celle de savoir s'il faut souder les ailettes ou les emboutir autour du tube. M. de Chasseloup-Laubat est partisan du soudage; l'ailette emboutie vaut, dit-il, l'ailette soudée quand elle est neuve; mais, sous l'influence des chocs, des dilatations inégales du cuivre qui constitue le tube et de l'aluminium ou du fer avec lequel est fabriquée l'ailette, un jeu ne tarde pas à se produire entre l'ailette emboutie et le tube; le vide qui en résulte est rempli par des poussières qui empêchent la chaleur du tube de se communiquer rapidement aux ailettes et de se dégager. L'ailette soudée, au contraire, maintient beaucoup plus intimement son contact avec le tube.

M. Grouvelle oppose à ces vues l'expérience suivante : des ailettes fabriquées pour un tube de 18 millimètres ont été adaptées sans soudure sur un tube de 17 millimètres, elles présentaient donc un certain jeu et cependant les résultats ont été sensiblement les mêmes qu'en réunissant ces ailettes par une soudure.

Ce qui est certain, c'est que l'ailette soudée donne plus de solidité que l'ailette emboutie, mais elle coûte plus cher.

La surface et l'espacement des ailettes doivent être fixés avec précision. MM. Grouvelle et Arquembourg donnent à leurs ailettes une surface dix fois plus grande que la section intérieure du tube et un écartement égal au rayon intérieur de ce dernier. Ces constructeurs emploient des tubes de 15 millimètres de diamètre intérieur pour les moteurs au-dessous de 8 chevaux et de 18 millimètres pour les autres. On compte qu'il faut, par puissance d'un cheval, 2 mètres de tuyau de 15 millimètres ou $1^{m},35$ de tuyau de 18 millimètres. Ces

tuyaux pèsent respectivement au mètre : le premier $0^{kg},875$ avec des ailettes en aluminium ou $1^{kg},275$ avec des ailettes en fer ; le second $1^{kg},220$ et $1^{kg},820$. On voit, d'après ces chiffres, que le poids d'un radiateur n'est pas négligeable ; si on considère, en effet, une voiture de 70 chevaux Panhard et Levassor, du type Paris-Vienne, on trouve que le radiateur doit avoir environ 95 mètres et peser 130 kilogrammes[1].

Pour augmenter l'action du radiateur, MM. Grouvelle et Arquembourg[2] *activent la circulation de l'air autour des ailettes au moyen d'un ventilateur mis en mouvement par le moteur lui-même*. En outre, le réservoir est placé autour du ventilateur afin de bénéficier d'un refroidissement complémentaire[3].

L'avantage de ce dispositif consiste à permettre le refroidissement aussi bien à l'arrêt qu'en marche. D'autre part, la vitesse du ventilateur étant toujours forcément la même que celle du moteur, l'efficacité du radiateur est toujours identique.

L'utilité de ces radiateurs à ventilateur se fait surtout sentir dans les pays de montagne où l'on rencontre des côtes très longues et très dures et où, par conséquent, l'efficacité du refroidissement par l'air est considérablement diminuée.

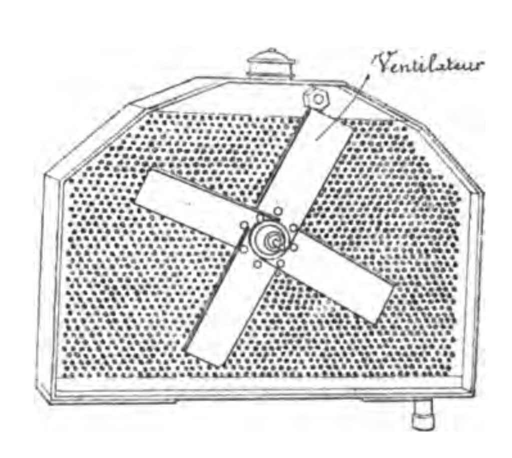
Quant à la force que le ventilateur emprunte au moteur, elle diminue à mesure que la vitesse de la voiture augmente ; en effet, le vent, en s'engouffrant dans le radiateur, tend de lui-même à actionner le ventilateur.

1. Le prix d'un radiateur est assez élevé (10 francs par mètre de tuyau de 15 millimètres avec ailettes en fer rapportées).

2. L. Overnoy, *les Nouveaux refroidisseurs J. Grouvelle et Arquembourg* (*Locomotion*, n° 51, p. 603).

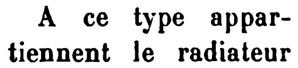
3. M. Julien reproche aux tubes à section circulaire de rendre difficile le contact de leur paroi intérieure avec les veines centrales du liquide ; il constitue ses radiateurs avec des tubes aplatis sauf à leurs extrémités qui restent cylindriques pour faciliter les raccords ; il supprime d'ailleurs les ailettes. Le même constructeur construit aussi un refroidisseur formé par un tube ayant comme section un large rectangle très aplati, replié en serpentin ; sa largeur permet de réduire beaucoup le nombre des spires. Il se place sur la voiture, l'embouchure face avant pour que l'air pénètre abondamment entre les spires et ressorte par deux ouïes latérales (*Revue Industrielle*, 1er avril 1899, p. 122).

2. Appareil réfrigérant dit Nid d'abeilles. — Les radiateurs à ailettes sont de beaucoup les plus employés ; mais l'appareil réfrigérant peut recevoir la forme d'un condenseur à surface, formé par un grand nombre de tubes à parois fort minces, dans lesquels l'air extérieur, appelé par un ventilateur, circule à très grande vitesse et refroidit l'eau qui s'écoule dans les faibles interstices laissés par les tubes ; dans certains de ces appareils, ceux-ci sont au nombre de deux ou trois mille. Ce type de radiateur est connu sous le nom de *Nid d'abeilles* (*fig.* 47).



Refroidisseur Nid d'abeilles

Fig. 47.

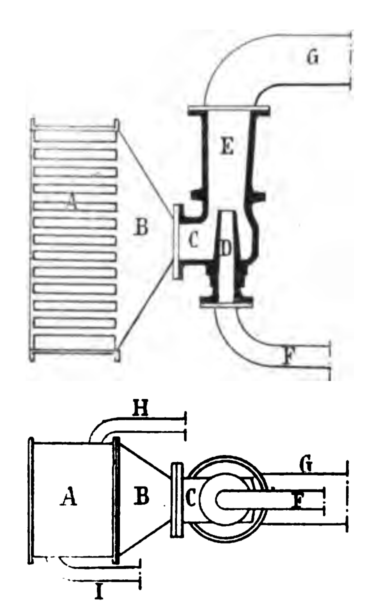


A ce type appartiennent le radiateur Th. Schneider[1] et celui des voitures Mercédès. Celui-ci sur un faible volume compte jusqu'à 5.800 tubes et présente une surface de refroidissement de 36 mètres carrés ; 7 litres d'eau suffisent pour assurer le refroidissement d'un moteur qui donne 36 chevaux à 1.000 tours par minute. Dans la Mercédès *Simplex* de 1903, il n'y a plus de ventilateur spécial ; le volant du moteur en tient lieu. Un dispositif analogue est employé dans la voiture Hautier.

3. Réservoir-refroidisseur système E. Bordier. — Enfin, on a songé à supprimer le ventilateur et à remplacer le système du réservoir et du radiateur par un réservoir-refroidisseur.

1. L. Overnoy, *le Nouveau radiateur Th. Schneider* (*Locomotion*, n° 57, p. 696).

Le refroidissement de l'eau dans celui-ci est obtenu par une circulation d'air provoquée par la dépression que produit un éjecteur recevant les gaz d'échappement du moteur. Ce système présente, entre autres avantages, celui de supprimer la pompe de circulation.



A, Reservoir tubulaire contenant de l'eau.
B, Boite de communication.
C, Corps de l'éjecteur.
D, Cône éjecteur.
E, Cône receveur.
F, Tuyau qui amène au cône D les gaz d'échappement du moteur
G, Tuyau d'échappement de l'éjecteur qui conduit le mélange d'air et de gaz au pot d'échappement
H, Tuyau qui introduit l'eau chaude dans le réservoir tubulaire A.
I, Tuyau qui conduit aux moteurs l'eau refroidie dans le réservoir tubulaire A

Appareil de refroidissement (Système E. Bordier)
(Locomotion n° 50. page 585)

FIG. 48.

Cet appareil de refroidissement, dit *système E. Bordier*[1] (*fig.* 48), se compose de trois parties essentielles :

1° Le réservoir d'eau à faisceau tubulaire;

2° L'éjecteur;

3° La boîte de communication entre le réservoir et l'éjecteur.

1. J. Bertrand, *Un Nouvel appareil de refroidissement* (*système Bordier*) [*Locomotion*, n° 50, p. 585].

Le réservoir d'eau, qui se place à l'avant de la voiture pour bénéficier de l'action réfrigérante de l'air, se compose d'une caisse à eau à deux parois réunies et traversées par un faisceau tubulaire dirigé parallèlement à l'axe de la voiture. L'éjecteur, qui reçoit les gaz d'échappement du moteur, se place sous le châssis, entre le réservoir et le pot d'échappement.

Sous l'action de l'éjecteur, un vide se produit dans la boîte de communication qui réunit l'arrière du réservoir tubulaire à l'éje :teur ; l'air extérieur se précipite dans le faisceau tubulaire, refroidit l'eau qui entoure les tubes et se rend, mélangé aux gaz d'échappement, au silencer.

4. Dispositions relatives des trois organes de la circulation d'eau : réservoir, pompe et radiateur. — Une dernière question doit être résolue : *Comment doit-on dis-*

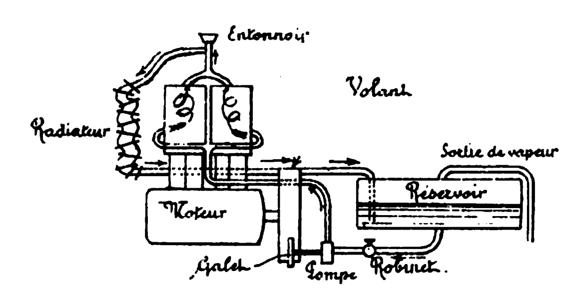


Schéma d'une circulation d'eau avec Radiateur à l'avant de la voiture entre le moteur et le réservoir.

(Baudry de Saunier _ L'Automobile théorique et pratique _ Voitures à Pétrole. p. 138)

FIG. 49.

poser les uns par rapport aux autres et par rapport aux cylindres les trois organes dont se compose un système de refroidissement par circulation d'eau, le réservoir, la pompe et le radiateur.

Nous avons vu que la pompe devait être en charge par rap-

port au réservoir[1]. La meilleure position pour le radiateur est entre le moteur et le réservoir, c'est-à-dire que l'eau venant du moteur doit traverser le radiateur avant d'arriver au réservoir; c'est ainsi qu'on obtient le plus grand écart de température entre l'eau à refroidir et l'air chargé d'assurer ce refroidissement (*fig.* 49). Cependant il peut arriver que le cycle (pompe, moteur, refroidisseur, réservoir) donne de bons résultats sur une voiture de 8 à 10 chevaux et conduise à un fonctionnement déplorable avec une voiture de 20 chevaux,

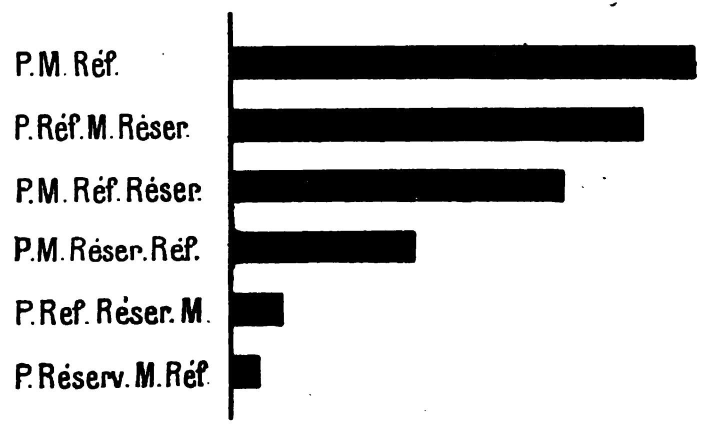


Fig. 50.

comme l'ont constaté les ingénieurs de l'Usine de Dion-Bouton. Dans ce cas le cycle (pompe, moteur, réservoir, refroidisseur) ou le cycle (pompe, réservoir, moteur, refroidisseur) sont susceptibles de donner de bons résultats.

Quand on est obligé, ce qui est très défectueux, de disposer le radiateur avant le moteur (eau passant dans le radiateur avant d'arriver au moteur), il vaut mieux le placer entre le moteur et la pompe (eau passant de la pompe dans le radiateur) qu'entre la pompe et le réservoir (eau passant directement du réservoir dans le radiateur), parce que, dans ce dernier cas,

1. La figure 50 montre dans quelles proportions sont employés actuellement les divers cycles de circulation d'eau d'une voiture.

le radiateur créerait une résistance à l'arrivée de l'eau dans la pompe : pour atténuer cette résistance, on pourrait d'ailleurs faire entrer l'eau par le haut du radiateur, afin qu'elle soit, pour atteindre la pompe, aidée par la pesanteur.

5. Choix de l'eau pour la réfrigération des moteurs. — *Enfin quelle eau doit-on préférer pour la réfrigération des moteurs?*

Cette eau doit, autant que cela est possible, être l'objet d'un choix spécial. La meilleure eau est l'eau de pluie; la plus mauvaise est l'eau de puits; l'eau de rivière est bonne en général.

L'eau calcaire a le grave inconvénient quand on l'emploie couramment, de déposer à l'intérieur des chambres de refroidissement des couches d'abord minces, puis de plus en plus épaisses de sels extrêmement durs et qui adhèrent fortement aux parois. Il en résulte que la capacité de ces chambres diminue de jour en jour et qu'elles arrivent même à l'obstruction complète; de plus, la couche calcaire est mauvaise conductrice de la chaleur, si bien que le moteur chauffe de façon anormale en dépit des soins qu'on apporte à la pompe et à la canalisation.

Pour ce qui est du changement de l'eau, il ne comporte aucune autre recommandation que l'emploi d'un entonnoir à tamis, sans crépines ou filtres métalliques inutiles, ainsi qu'il est résulté des études de la maison de Dion-Bouton. Il faut veiller simplement à ce que l'eau soit suffisamment propre et ne renferme ni feuilles ni brindilles qui pourraient se loger dans la pompe ou dans un tube.

Les précautions à prendre contre le froid sont les suivantes. Il faut s'assurer d'abord que la canalisation ne fuit en aucun point à cause de la valeur appréciable du liquide que l'on va introduire. Il convient ensuite de mélanger à l'eau de la glycérine ordinaire et neutre, dans la proportion de 15 0/0, soit 3 litres de glycérine pour 20 litres d'eau. Cette glycérine doit être versée dans le réservoir pendant que le moteur fonctionne, afin qu'elle se mêle rapidement au courant d'eau qui passe.

La gelée n'a plus sur ce mélange d'autre action que de le transformer en neige, sans amener aucune rupture de pièces. Cette neige se liquéfie dès que le moteur est mis en marche et ne forme jamais bouchon dans la canalisation ainsi que le fait un morceau de glace.

Une autre solution incongelable, que l'on a préconisée pour les automobiles, est formée de 1 partie d'eau et de 1 partie de solution de cholure de calcium saturée à 30°. On a quelquefois reproché au chlorure de calcium d'attaquer les pièces métalliques. Dans une étude très documentée qu'il a fait paraître dans *Automotor* (mars 1902), M. E. Keller a vérifié expérimentalement que le zinc seul est attaqué d'une façon appréciable; l'acier, le fer, le cuivre, le laiton peuvent être employés sans inconvénient au contact d'une pareille solution.

CHAPITRE III

DISTRIBUTION

La distribution dans les moteurs d'automobiles se fait au moyen de deux sortes de soupapes :

Les unes dites d'*admission* s'ouvrent pendant la durée du premier temps pour permettre au mélange tonnant d'entrer dans le cylindre ;

Les autres dites d'*échappement* s'ouvrent pendant la durée du quatrième temps pour laisser expulser dans l'atmosphère les gaz brûlés.

Pour assurer la distribution les diverses phases doivent être parfaitement réglées et ce réglage dépend essentiellement de la vitesse linéaire du piston.

§ 1. — SOUPAPE D'ÉCHAPPEMENT

1. Soupape d'échappement. — Théoriquement la soupape d'échappement doit s'ouvrir à la fin de la troisième course du piston à laquelle nous avons donné le nom de *course motrice.* Mais, dans ces conditions, lorsque le piston commence sa quatrième course, il refoule devant lui et à l'extérieur une masse gazeuse qui est à une pression supérieure à la pression

atmosphérique. Il en résulte qu'il se produit, tout au moins au début de cette quatrième course, une contre-pression qui diminue considérablement le travail utile produit par la machine.

2. Avance à l'échappement. — Aussi, en pratique, produit-on toujours une certaine *avance à l'échappement* en faisant ouvrir la soupape d'échappement avant la fin de la troisième course. La pression des gaz dans le cylindre diminue assez, pour qu'au début de la quatrième course, la contre-pression n'ait plus cette valeur exagérée dont nous venons de signaler les inconvénients. Cet avantage de l'avance à l'échappement est d'autant plus sensible que le moteur tourne plus vite ; quand il ne fait que 400 ou 500 tours par minute, cet avantage n'existe presque pas; mais au dessus, cette avance fait sentir nettement ses heureux effets. Il ne faut pas, en effet, oublier que le chiffre de 1.200 tours par minute, souvent atteint dans les moteurs d'automobiles, correspond à 2.400 courses aller et retour par minute, ou à 40 courses avec 10 explosions et 10 échappements par seconde.

3. Fermeture de l'échappement. — Quant à la fermeture de l'échappement, elle doit se faire au moment où s'achève la quatrième course du piston. Si elle s'effectuait plus tôt, les gaz restants empêcheraient le piston d'arriver au fond de sa course et les gaz neufs de remplir le cylindre pendant l'aspiration suivante. Si elle ne s'effectuait que plus tard[1], les gaz brûlés seraient aspirés en même temps que ceux du carburateur et on éprouverait une grande difficulté à lancer le moteur pour sa mise en marche.

En effet, lors des premières aspirations, en même temps que de l'air carburé entrerait par la soupape d'admission, il arriverait par la soupape d'échappement de l'air qui diluerait trop le mélange introduit pour qu'il restât explosible ; ce ne

1. Cependant quelques ingénieurs préconisent de donner un léger retard à la fermeture de la soupape d'échappement afin de produire une expulsion plus complète des gaz brûlés.

serait qu'au bout d'un assez grand nombre de cylindrées qu'il le deviendrait par un enrichissement progressif, la soupape d'échappement laissant entrer un mélange de plus en plus carburé. Ce réglage de l'ouverture de la soupape d'échappement, cette limitation de l'ouverture à une certaine phase du mouvement du moteur, imposent certaines conditions mécaniques qui sont les suivantes :

1° *La soupape d'échappement doit s'ouvrir vers l'intérieur du cylindre*, de manière que la pression qui se produit au moment de l'explosion ne tende pas à l'ouvrir intempestivement ;

2° *La soupape d'échappement doit être maintenue sur son siège par un ressort assez puissant* pour l'empêcher de se soulever pendant la période d'aspiration ;

3° *La tige de la soupape d'échappement doit être actionnée par un dispositif mécanique de distribution.*

Nous verrons plus loin la description de quelques-uns de ces mécanismes.

Les soupapes d'échappement se font de différentes façons :

1° En acier Martin trempant ;

2° La queue en acier Martin et la tête en nickel ;

3° En nickel pur ;

4° En acier-nickel[1].

La rupture des queues de soupape d'échappement est un des inconvénients qui se produisent souvent dans les moteurs d'une certaine puissance tournant à grande vitesse[2]. Cette rupture provient de l'usure produite par le léchage continuel

1. D'après M. Georgia Knap, la meilleure soupape d'échappement est celle qui est faite en acier-nickel. Le nickel pur forgé a l'inconvénient de devenir très pailleux et très cassant, l'acier-nickel se forge mieux que le nickel et est beaucoup plus résistant aux vibrations. L'inconvénient des soupapes en acier résulte du dépôt d'oxyde qui, se produisant sur la partie rodée et s'interposant entre le siège et la soupape, empêche toute compression.

Cette oxydation des soupapes en acier se produit surtout avec les moteurs à ailettes, dont la puissance dépasse un cheval par cylindre ; elle est moins sensible avec les moteurs à circulation d'eau.

2. Les moteurs à circulation d'eau cassent moins de soupapes que les moteurs à ailettes, la température des sièges d'échappement avoisinant la soupape étant moins élevée.

La rupture fréquente d'une soupape vient souvent d'un ressort trop tendu.

Le pot d'échappement joue un grand rôle dans la rupture des clapets. En vou-

des gaz d'échappement qui amincissent la tige en face du trou de sortie.

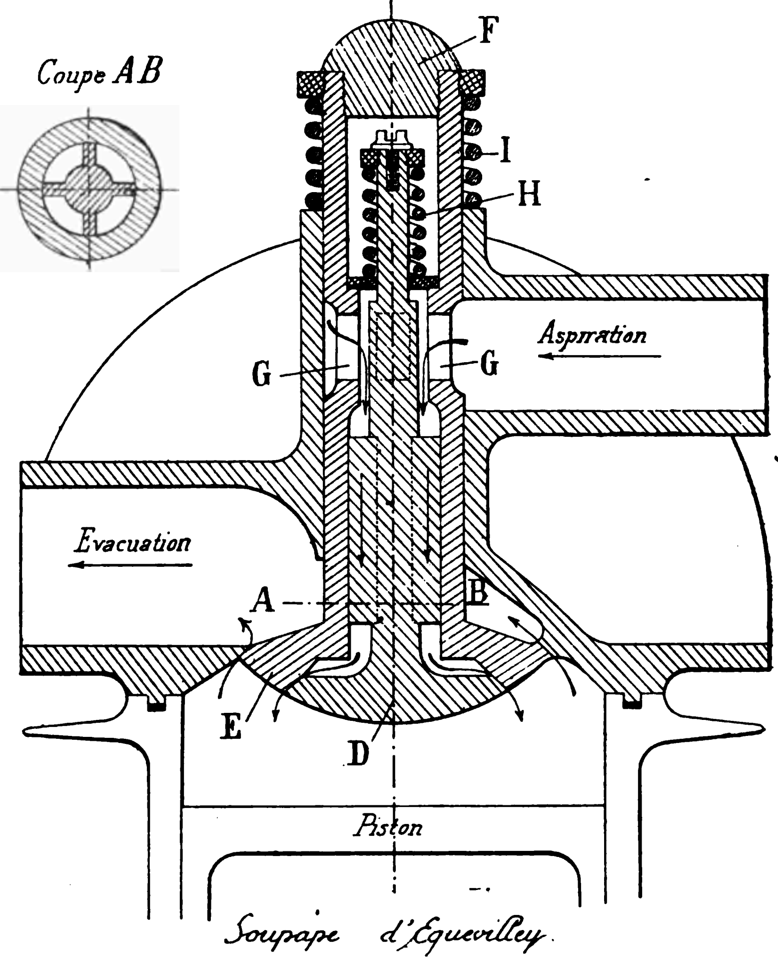


Fig. 51.

La rupture des queues de soupapes d'échappement se produit surtout dans les moteurs dont le tuyau d'échappement a

lant éviter le bruit, on ne laisse pas aux gaz assez d'écoulement pour évacuer; les gaz restant au contact de la tige d'échappement la portent au rouge blanc.

Géorgia Knap, *Guide de conduite, réglage et entretien des motocyclettes*. Paris, Desforges.

été mal calculé. Les tuyaux d'échappement doivent être d'un diamètre plus grand que les soupapes, pour éviter l'étranglement des gaz et assurer, au contraire, leur détente; une soupape de 25 millimètres de diamètre reçoit ordinairement un tuyau de 35 millimètres de diamètre.

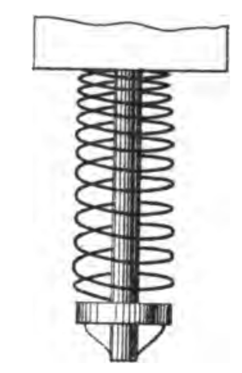


Fig. 52.

Cette élévation de la température des soupapes d'échappement a conduit certains constructeurs à imaginer des dispositifs de refroidissement de ces soupapes. La soupape d'Equevilley, dont nous donnons le dessin (*fig.* 51), a pour but d'éviter l'échauffement de la soupape d'échappement en produisant à son intérieur une réfrigération convenable[1].



Fig. 53.

La soupape d'échappement E, en fonte, a une tige évidée dans laquelle est logée concentriquement la soupape d'aspiration D. La coupe AB montre le dispositif qui permet de guider la tige de la soupape d'aspiration tout en réservant un espace suffisant pour assurer l'arrivée des gaz frais. Un levier commandé par la came appuie en temps utile sur l'extrémité F de la tige creuse de la soupape d'échappement et permet ainsi l'évacuation des

1. Un dispositif analogue vient d'être proposé par M. Bailleul pour un moteur de motocyclette.
(Le moteur Bailleul, *La Vie Automobile*, n° 112, 21 novembre 1903.)

gaz brûlés. La tige tubulaire du clapet d'échappement porte des ouvertures G qui correspondent avec le tuyau amenant l'air carburé. En I on voit la coupe du ressort d'échappement et en H celle du ressort d'aspiration. Ce dispositif assure une parfaite réfrigération de la soupape d'échappement qui, intérieurement, est refroidie par un courant rapide d'air carburé.

Les ressorts qui collent les soupapes d'échappement sur leurs sièges doivent être puissants, afin d'empêcher ces soupapes de s'ouvrir à l'aspiration et les gaz brûlés de se réintroduire dans le cylindre. Pour éviter qu'ils se détrempent sous l'action de la chaleur, on emploie parfois certaines dispositions destinées à les isoler du moteur ou au moins à les éloigner de ses parties les plus chaudes (Voir les *fig*. 52 et 53).

---

§ 2. — SOUPAPE D'ADMISSION

1. Soupape d'admission automatique. — Étudions maintenant le fonctionnement de la soupape d'admission.

En général, la soupape d'admission est automatique. Au dernier salon de l'Automobile qui s'est tenu au Grand Palais, il y avait plus de la moitié des moteurs exposés (exactement 55 0/0) qui étaient à soupapes d'admission automatiques.

Comme la soupape d'admission s'ouvre du dehors vers le dedans de la chambre d'explosion, elle est maintenue appliquée sur son siège (quand elle est automatique) par la pression même des gaz contenus dans le cylindre. Elle s'ouvre, pendant le premier temps, sous l'influence de la dépression produite par le mouvement du piston s'éloignant du fond du cylindre après expulsion des gaz brûlés et fermeture de la soupape d'échappement. Théoriquement, dans ces conditions, la soupape d'admission pourrait être constituée par un clapet absolument libre; mais, pour assurer la netteté de sa fermeture à la fin de l'aspiration et éviter tout échappement de mélange détonnant

au début de la compression, on lui adjoint un ressort pour la ramener à la position de fermeture.

2. Commande de la soupape d'admission. — Au salon du Grand Palais (décembre 1902), les soupapes commandées se rencontraient presque aussi fréquemment que les soupapes automatiques. Il y avait exactement 45 0/0 des moteurs exposés qui portaient des dispositifs de commande de soupapes d'admission. Ce sont les ingénieurs des fameuses usines allemandes de Cannstatt qui, les premiers, ont introduit dans leurs voitures Mercédès ce genre de soupapes d'admission, que l'on appelle en langage technique, des soupapes *desmodromiques*.

Cette nouvelle tendance qui tend à se généraliser est combattue par quelques ingénieurs très compétents en la matière, notamment par M. F. Gaillardet[1], et par les ingénieurs de la maison de Dion-Bouton. En nous inspirant des diverses opinions émises, nous allons essayer d'indiquer dans quels cas s'impose la commande mécanique et dans quels cas elle semble inutile.

Considérons un moteur tournant à 1.000 tours par minute et faisant 18 chevaux par cylindre; c'est le cas du moteur Centaure à 4 cylindres, qui actionne les voitures de course Panhard du type Paris-Vienne. Dans chacun des cylindres de ce moteur, la cylindrée est égale à environ 4 litres[2].

Or chaque course durant $\frac{1}{33}$ de seconde, il faut que, pendant ce temps, on expulse du cylindre 4 litres de mélange gazeux pendant la période d'échappement, ou qu'on introduise ce

1. F. Gaillardet, *la Mode et les Moteurs* (*Locomotion*, 3e année, n° 66, p. 9).

2. Ne possédant pas les dimensions exactes d'un des cylindres de ce moteur, nous avons calculé la cylindrée de la manière suivante. Nous avons admis avec M. Hospitalier que la puissance en poncelets (100 kilogrammètres) d'un moteur à pétrole est approximativement égale au dixième du nombre de litres qui mesure le volume engendré en une seconde par le déplacement des pistons dans les cylindres. Dans le cas actuel, le moteur fait 16,5 tours par seconde, le volume engendré par seconde est donc de $2 \times 16,5 \times x$; la puissance est de 13,5 poncelets. On a donc, d'après la règle de M. Hospitalier :

$$33x = 135,$$

d'où :

$$x = 4 \text{ litres environ.}$$

volume de mélange tonnant frais pendant la phase d'admission.

On conçoit dès lors la nécessité d'avoir de grandes ouvertures soit d'admission soit d'échappement. Considérons en particulier l'orifice d'admission.

Si la soupape d'admission est *automatique*, sa levée ne peut, comme nous le verrons, excéder 3 à 4 millimètres. Dès lors, pour donner une grande ouverture à l'orifice d'admission, deux solutions sont seules possibles. On peut :

a) Ou bien employer une soupape unique de grande section, c'est-à-dire une soupape qui a 50 à 55 millimètres de diamètre ou 20 à 25 centimètres carrés de section;

b) Ou bien munir le cylindre de plusieurs soupapes de section moyenne, c'est-à-dire dont le diamètre ne dépasse pas 30 millimètres ou dont la surface est de 7,1 centimètres carrés.

Examinons ces deux solutions.

Prenons une soupape d'admission ayant une section de 20 centimètres carrés. Si la pression à la fin de l'explosion est de 12 kilogrammes, la surface de la soupape supporte, du fait de cette explosion, une force de 250 kilogrammes environ. Il convient, dès lors, pour que cette soupape résiste aux déformations auxquelles les explosions pourraient la soumettre, d'augmenter son épaisseur et, par suite, son poids. Une soupape de grande section doit donc être lourde. Or une soupape lourde possède une grande inertie; elle met, par suite, un temps plus long pour s'ouvrir et se fermer. Un retard à l'ouverture de la soupape d'admission a pour effet de diminuer le volume de la cylindrée utile, c'est-à-dire le volume du mélange gazeux frais qui pénètre dans le cylindre pendant l'aspiration. D'autre part, un retard à la fermeture de la soupape d'admission, fermeture qui doit se produire au début de la phase de compression, produit le refoulement dans le carburateur d'une partie du mélange introduit pendant l'aspiration. La production de cette sorte de contre-courant[1] diminue encore le volume de la cylindrée utile.

1. On constate l'existence de ce contre-courant en mettant son nez près de

Or, toutes choses égales d'ailleurs, à un moindre volume de la cylindrée correspond une compression plus faible et, par suite, une puissance du moteur moins élevée.

On peut remédier au retard à la fermeture du clapet d'admission en tendant le ressort qui le ramène sur son siège. Le produit par la section de la soupape de la différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur du moteur, augmenté du poids de cette soupape, doit donner une force supérieure à la résistance du ressort antagoniste. Le volume de la cylindrée utile est encore dans ce cas diminué parce que la soupape d'admission ne s'ouvre pas au début de la course d'aspiration[1]; mais l'expérience nous montre que la diminution de puissance qui en résulte est beaucoup moins grande que celle qui est produite par le refoulement du mélange tonnant dans le carburateur. D'ailleurs cette perte de puissance augmente avec la tension du ressort, et des tâtonnements souvent pénibles permettent seuls au constructeur de moteurs à admission automatique, de savoir pour quelle tension du ressort un moteur d'un modèle donné produit le plus de puissance.

Il ne faut pas songer à prendre une soupape de diamètre moyen voisin de 30 millimètres avec une hauteur de levée atteignant 6 à 7 millimètres. En effet, si le moteur tourne à grande vitesse, le temps que met la soupape à se déplacer pour arriver à l'ouverture maximum d'admission n'est pas négligeable vis-à-vis du temps que le piston met à parcourir la longueur de sa course. Dès lors, l'ouverture d'admission étranglée produit le laminage du mélange tonnant introduit et le contre-courant du début de la course de compression vient encore agir pour diminuer la puissance du moteur.

Aussi, dans les moteurs à grande vitesse qui développent par cylindre une grande puissance, est-il préférable, si on

l'orifice du tuyau d'aspiration; on sent alors une odeur d'essence minérale accompagnée d'un soufflage caractéristique.

1. Par des expériences très ingénieuses, M. R. Arnoux a mis en évidence ces retards à l'ouverture et à la fermeture des soupapes d'admission automatiques.

R. Arnoux, *le Procès des soupapes d'admission automatiques et commandées* (*Locomotion*, n° 94, 18 juillet 1903).

garde l'admission par soupape automatique, d'employer plusieurs soupapes légères dont la hauteur de levée est de 3 à millimètres.

C'est à cette solution que s'est arrêtée la maison Panhard dans la construction du moteur *Centaure* de 70 chevaux du type Paris-Vienne. Chacun des cylindres de ce moteur comporte trois soupapes d'admission, ce qui fait 12 soupapes d'admission pour l'ensemble des quatres cylindres. Or il n'existe sur chaque cylindre qu'une seule soupape d'échappement.

Il semble donc naturel de remplacer les 12 soupapes d'admission par 4 soupapes commandées comme le sont les soupapes d'échappement.

3. Cas dans lesquels s'impose la commande mécanique de la soupape d'admission. Ses avantages[1]. — On voit donc que la commande des soupapes d'admission s'impose dans les moteurs qui doivent fournir un grand nombre de chevaux par cylindre; en particulier, ceux qui tournent avec une grande vitesse[2]. Pratiquement, cette commande est absolument nécessaire lorsque le nombre de chevaux à produire par cylindre est supérieur à 8. On donne ainsi à la soupape d'admission un ressort très tendu, aussi dur que celui de la soupape d'échappement. Il est, dès lors, possible *d'ouvrir et de fermer les*

1. G. Lavergne, *Supériorité de la commande mécanique pour la soupape d'admission* (*Locomotion*, 3e année, n° 82, 25 avril 1903).

2. C'est ce que montre l'expérience suivante faite par la maison Peugeot dans ses ateliers de Lille. Deux moteurs du type de 6 chevaux aussi *identiques que possible* sont mis en expérience; l'un a une soupape *libre*, l'autre une soupape *commandée*. Les résultats obtenus sont les suivants :

	Moteur à soupape d'admission automatique	Moteur à soupape d'admission commandée
A 1.000 tours	4,5 chevaux effectifs	4,9 chevaux effectifs
A 1.250 —	5,6 — —	6,2 — —
A 1.400 —	4,93 — —	6,8 — —

On voit donc qu'à partir de 1.000 tours la puissance effective du moteur augmente progressivement plus avec les soupapes commandées qu'avec les soupapes automatiques. En second lieu, tandis qu'à partir de 1.250 tours le moteur à soupapes d'admission automatiques gagne de la vitesse en perdant de la puissance, le moteur à soupapes d'admission commandées mécaniquement peut gagner de la vitesse en gagnant encore de la puissance jusqu'à 1.400 tours.

soupapes au point voulu sans qu'un ressort d'aspiration trop fort retarde l'admission du mélange gazeux frais, sans qu'un *lancé* du clapet ne le laisse ouvert au début de la phase de compression au moment où va se produire le contre-courant refoulant dans le carburateur une partie du mélange frais qui a été admis. Avec la commande mécanique, on a encore l'avantage pratique d'avoir *des clapets d'échappement identiques à ceux d'aspiration ;* un ressort de rechange peut servir pour l'aspiration ou pour l'échappement. Au point de vue de la commodité une pareille interchangeabilité est comparable à l'adoption des roues égales pour l'échange des pneus. Enfin les moteurs qui possèdent une soupape commandée sont beaucoup plus silencieux que les autres.

4. Cas dans lesquels la commande mécanique de la soupape d'admission ne semble pas utile. — Si l'adoption du clapet d'admission commandé est nécessaire dans le cas que nous venons d'étudier d'un moteur à grande vitesse donnant de 8 à 12 chevaux par cylindre, il n'en est pas de même dans tous les cas ; l'application de la commande mécanique à tous les moteurs n'est pas toujours susceptible de rendre tous les services qu'on attend de cette innovation.

En premier lieu, si le moteur ne tourne pas très vite, on retombe dans les pertes de cylindrée utile que nous avons signalées plus haut. En effet, les gaz arrivent froids du carburateur et se dilatent brusquement en entrant dans le cylindre ; dès lors si le moteur ne tourne pas avec une grande vitesse, cette dilatation suffit à les refouler au dehors. Il résulte immédiatement de là que, dans les moteurs destinés à tourner à des vitesses très variables, comme ceux que l'on construit maintenant, le volume de la cylindrée utile et, par suite, la compression vont en diminuant avec la vitesse de rotation et cela au prix d'un accroissement de la consommation. On peut, il est vrai, remédier à cet inconvénient en ajoutant au clapet commandé un réglage automatique du point de fermeture suivant la vitesse du moteur. Mais c'est là une complication de

plus à ajouter à l'adoption de la commande mécanique; or si la simplicité est la qualité première de tout mécanisme, l'application de ce principe est plus nécessaire en matière d'automobilisme qu'en tout autre cas.

La commande mécanique de la soupape d'admission constitue pour les moteurs de faible puissance une complication qui n'est pas justifiée par les raisons que nous avons données pour les moteurs de grande puissance. Une seule soupape légère munie d'un ressort de rappel de tension moyenne suffit au fonctionnement. Si le moteur tourne à faible vitesse, cette soupape se ferme d'elle-même pour intercepter le courant gazeux qui, par suite de la dilatation, tend à revenir dans le carburateur.

D'ailleurs, des expériences directes faites à l'usine de Dion-Bouton sur un moteur de 3/4 de cheval muni soit d'une soupape d'admission automatique, soit d'une soupape commandée, n'ont pas montré dans le second cas une augmentation appréciable de la puissance comme l'ont annoncé quelques constructeurs.

Il semble donc exagéré d'étendre la commande mécanique des soupapes d'admission jusqu'aux motocyclettes, comme l'ont fait les constructeurs de la bicyclette *Minerva* type 1903.

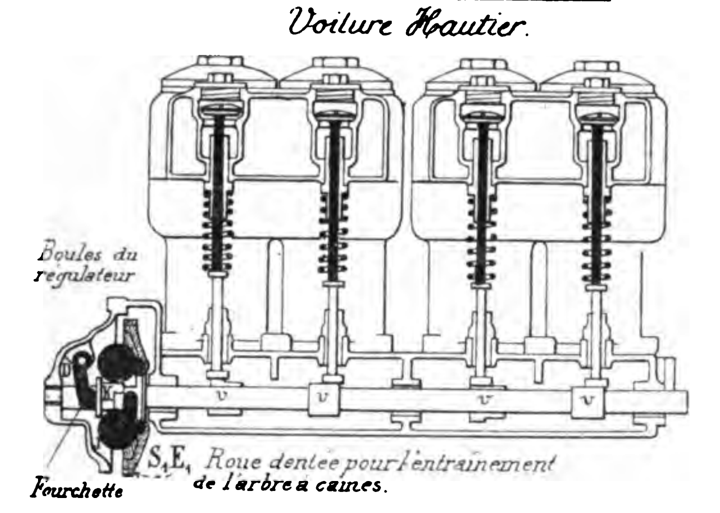
5. Dispositifs de commande des soupapes. — Il nous reste, pour terminer cette question de la distribution, à indiquer quelques-uns des dispositifs qui ont été employés pour la commande des soupapes d'échappement.

Comme le dispositif mécanique de distribution ne doit agir qu'à des intervalles correspondant à deux tours de l'arbre moteur, il est souvent monté sur un arbre secondaire commandé par l'arbre moteur au moyen d'un train d'engrenages à réduction de 1/2 (arbre secondaire faisant un tour pendant que l'arbre moteur en fait deux). Il consiste alors en une came qui, soit directement, soit par l'intermédiaire de leviers, produit au moment et pendant le temps voulu le soulèvement de la soupape (Voir *fig.* 1 à 4).

Nous donnons dans les figures 54 et 55 les schémas des commandes de soupapes d'admission et d'échappement des quatre cylindres d'un moteur de voiture Hautier.

Un autre dispositif consiste à faire commander la tige de la

Les soupapes d'admission et leur commande par les cames.
(Locomotion. 2e Année. nº 63)



Les soupapes d'échappement et la régulation.
(Locomotion. 2e Année. nº 63)

Fig. 54.

soupape par un prisonnier qui coulisse dans une rainure pratiquée dans un plateau monté directement sur l'arbre moteur et faisant corps, par exemple avec le volant (*fig.* 56).

La rainure a alors la forme d'une courbe fermée à deux spires avec un point double ; sur une moitié de l'une des spires, le rayon vecteur, par rapport à l'axe de rotation, est assez

grand pour produire le soulèvement de la soupape; sur tout le reste du tracé, il est plus petit.

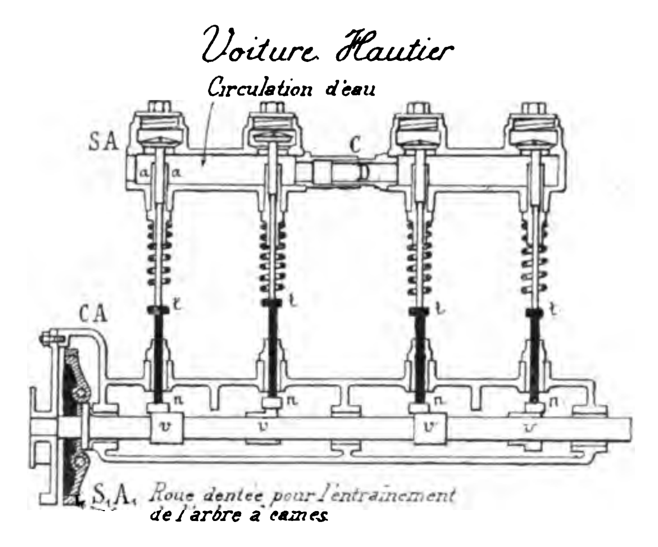


Fig. 55.

On peut considérer comme une variante de ce dispositif,

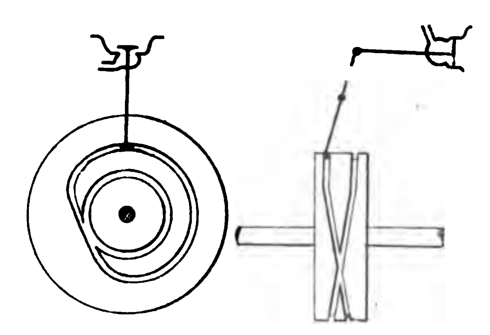


Fig. 56 et 57.

celui qui consiste à tracer la rainure à deux spires sur la surface cylindrique du volant ou d'une pièce spéciale géomé-

triquement analogue (*fig.* 57). C'est alors le déplacement parallèle à l'arbre imprimé au curseur qui est utilisé au moyen de renvois de mouvement convenables, pour produire le soulèvement de la soupape. Nous avons représenté dans la

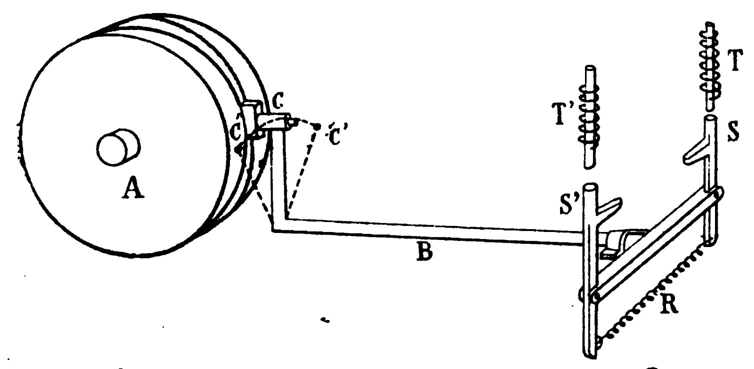


Schéma de la distribution du moteur Peugeot
(Baudry de Saunier. – L'Automobile théorique et pratique. – Voitures à Pétrole page 277)

A came de distribution
C, C', C" positions extrêmes du curseur
B. arbre des culbuteurs
S, S' culbuteurs
R, ressort des culbuteurs.
T, T' tiges des soupapes.

Fig. 58.

figure 58 un schéma de cette distribution appliquée sur le moteur Peugeot.

Comme on le voit sur cette figure 58, lorsque la came A en tournant amène le curseur à sa position extrême C', l'arbre B tourne autour de son propre axe et le culbuteur S' monte frapper la tige de soupape T', tandis qu'au contraire le culbuteur S descend et s'éloigne de T. Lorsque C' revient en C et passe en C", le phénomène inverse a lieu; on peut ainsi commander les soupapes d'échappement de deux cylindres conjugués.

CHAPITRE IV

ÉCHAPPEMENT

A la fin de la course motrice du piston, les gaz brûlés sont loin d'être détendus à la pression atmosphérique. Il en résulte que l'ouverture de la soupape d'échappement détermine une détente brusque dont l'effet acoustique est analogue à celui d'une explosion extérieure. Ce bruit de l'échappement serait intolérable s'il n'était considérablement atténué par le passage des gaz dans un appareil spécial auquel on a donné le nom de *pot d'échappement* ou de *silencer* ou encore de *silencieux*.

Un silencieux d'échappement doit remplir les conditions suivantes :

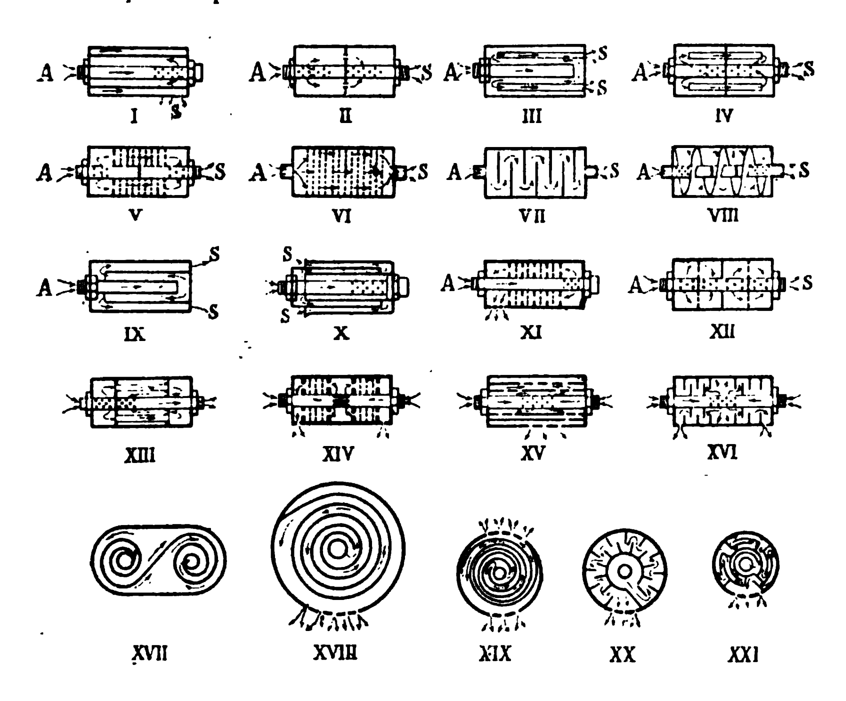
1° *Amortir aussi complètement que possible le bruit de l'échappement du moteur tout en produisant une diminution de puissance aussi petite que possible ;*

2° *Être peu encombrant, léger et simple de construction*[1].

Cet appareil a d'abord été constitué par un simple cylindre en tôle, rempli de paille de fer, à l'une des extrémités duquel arrivaient les gaz d'échappement pour sortir dans

1. L'Automobile-Club de France vient d'instituer un concours de silencieux qui a eu lieu à partir du 1er mars 1903. Tous les appareils ont été essayés au moyen d'un même moteur fixe à mélange tonnant à un seul cylindre de 140 millimètres d'alésage et de 160 millimètres de course, c'est-à-dire présentant une cylindrée d'environ 2.500 centimètres cubes. La compression a été de 4 kilogrammes avec un régime de 400 à 500 évacuations par minute.

l'atmosphère par un orifice situé à l'autre extrémité. Un



Types de Silencieux.

I — Tuyau central, avec trous dans son extrémité la plus éloignée de l'arrivée de la vapeur d'échappement, il y a, de plus, deux chambres annulaires munies de trous en chicane.
II — Tuyau central avec trous ouvrant dans 2 compartiments séparés par une cloison à trous ; tuyau central divisé en 2 sections séparées.
III — Tube d'arrivée s'allonge presque jusqu'au bout de la chambre ; à cette extrémité se trouve une couronne formée de petits tubes qui s'allongent presque jusqu'à la cloison opposée de la chambre.
IV — Combinaison des types précédents.
V — Type voisin de II avec 2 cloisons entre lesquelles se trouve une série d'écrans en toile métallique.
VI — Écrans en toiles métalliques.
VII — Cloisons nombreuses mais incomplètes imposant aux gaz un trajet en chicane.
VIII — Tube central avec cloison en forme de vis d'Archimède.
IX-X — Tubes incomplets.
XI — Cloisons et écrans ; la sortie des gaz se fait près de l'arrivée.
XII — Ressemble à II.
XIV-XV-XVI — Pour moteurs à 2 cylindres.
XVII à XXI — représentent des coupes transversales.

Fig. 59.

double effet était ainsi produit : d'une part, le renflement

de la canalisation faisait l'office d'une sorte de volant par rapport à l'écoulement gazeux; d'autre part, les mille obstacles créés par la présence de la paille brisaient en tous sens la direction du courant. Ces deux phénomènes contribuaient à régulariser dans une certaine mesure la vitesse de sortie finale des gaz et, par suite, à atténuer les détonations d'échappement. Mais la paille de fer avait l'inconvénient de s'oxyder rapidement et de tomber alors en poussière ; aussi en a-t-on à peu près abandonné l'emploi.

On préfère maintenant utiliser d'une manière prépondérante le premier des deux phénomènes indiqués plus haut, mais en le multipliant par l'interposition de plusieurs renflements et étranglements successifs sur la tuyauterie d'échappement.

A cet effet, le pot d'échappement est divisé en compartiments par des cloisonnements parfois transversaux, parfois sous forme de cylindres concentriques, percés de trous situés alternativement aux deux extrémités, de manière à superposer au phénomène de détente en cascade, dans des capacités successives, celui du changement brusque de direction du courant gazeux. Dans les figures suivantes, nous avons représenté, d'après *les Petites Annales illustrées du Cycle et de l'Automobile* (1er juin 1901), quelques-uns des types de silencieux actuellement employés (*fig.* 59).

CHAPITRE V

RÉGULATION

§ 1. — BUT DE LA RÉGULATION

1. Emploi des volants. — Quand une machine motrice est en fonctionnement, son allure doit d'abord être le plus régulière possible tant que la résistance à vaincre reste constante. Cette régularité est, en général, obtenue par l'emploi des volants et par la production d'une grande vitesse de rotation. On connaît l'action des volants qui sont formés d'une masse additionnelle tournant autour d'un axe passant par son centre de gravité et calculée de telle façon que la différence entre la vitesse maxima et la vitesse minima soit égale à une fraction donnée de la vitesse de régime. L'importance du rôle des volants est plus grande pour les moteurs à explosion à quatre temps que pour les autres moteurs ; ces moteurs n'ayant qu'une course motrice sur quatre, il faut parer aux inégalités de vitesse résultant des travaux résistants à vaincre pendant les phases de compression et d'évacuation.

2. Nécessité de l'emploi des régulateurs. — Mais il est pratiquement assez rare que la résistance opposée par une machine au moteur chargé de l'actionner soit constante. Cette variation de résistance se produit presque à chaque instant pour un moteur d'automobile. En effet, la voiture qu'il actionne éprouve des résistances variables avec la nature de la route

qu'elle parcourt ; suivant les circonstances, la vitesse de cette voiture doit pouvoir être modifiée presque instantanément, ce qui ne peut se faire qu'en débrayant le moteur, en le séparant des organes de transmission de la voiture et par suite en faisant passer rapidement la résistance qu'il doit vaincre d'une valeur appréciable à une valeur presque nulle. Chaque fois que la résistance à vaincre diminue, le moteur a tendance à augmenter sa vitesse ou, comme on dit, à s'emballer ; or cet accroissement de vitesse a souvent pour effet de détériorer soit le moteur soit la voiture qu'il entraîne.

Une voiture bien établie doit pouvoir aborder de faibles côtes (jusque vers 3 0/0) à la plus grande vitesse. Si, en effet, on était obligé de changer la multiplication pour tous les accidents de terrain, la conduite d une voiture automobile serait des plus pénibles. Il faut donc qu'un moteur d'automobile, avec la multiplication qu'on lui donne en palier, soit capable de monter de faibles côtes. Dans ces conditions, il faut qu'il soit plus puissant qu'il n'est nécessaire pour tirer la voiture en palier. La puissance du moteur est alors supérieure à la résistance qu'il éprouve ; de là résulte une accélération de la voiture. Le moteur s'emballe jusqu'à ce que les résistances de toutes sortes, croissant avec la vitesse, arrivent à égaler la puissance disponible.

Si donc on veut aller, en palier, à une allure modérée, si on ne veut pas que la vitesse du moteur, même lorsqu'il tourne à vide, dépasse certaines limites, il est indispensable de *régler* l'emploi de la puissance en la proportionnant à la valeur actuelle de la résistance. Lorsqu'il s'agit de moteurs toujours surveillés par un conducteur c'est parfois à ce dernier qu'est confié le soin d'effectuer cette régulation et nous verrons plus loin qu'il en est ainsi pour certains moteurs d'automobiles. Mais, dans la plupart des cas, il y a tout intérêt à s'affranchir de la sujétion d'une surveillance incessante, et à opérer automatiquement le réglage de la puissance fournie par le moteur.

Tel est le but des *régulateurs*.

§ 2. — LES DIVERS MODES DE RÉGULATION

1. Définition d'un régulateur. — *Un régulateur a donc pour but d'empêcher le moteur de dépasser une vitesse déterminée tout en le laissant capable de donner, à un instant quelconque, toute la puissance pour laquelle il a été établi.* Dans les machines à vapeur, le régulateur agit en diminuant la période pendant laquelle la vapeur est admise à pleine pression dans le cylindre, par rapport à l'admission correspondant à la puissance maxima. Dans les moteurs à pétrole, on opère la régulation en modifiant de diverses façons le régime des explosions. Si le moteur tend à prendre une vitesse exagérée, on peut employer l'un des procédés suivants.

2. Divers modes de régulation. — 1° *Varier l'alimentation en mélange combustible ;*

2° *Varier l'évacuation des produits brûlés ;*

3° *Supprimer l'alimentation en fermant l'admission ou l'évacuation ;*

4° *Varier le point de la course où se fait l'allumage.*

Examinons ces différents cas.

VARIATION DE L'ALIMENTATION EN MÉLANGE COMBUSTIBLE. — 1° Nous pouvons opérer la régulation par la variation de la *qualité* ou de la *quantité* du mélange combustible.

A. *Variation de la qualité du mélange combustible.* — Si nous opérons sur la *qualité* du mélange gazeux, nous devons modifier la composition du mélange tonnant en ajoutant à l'air aspiré par le mouvement du piston une moindre quantité de combustible.

Ce moyen est défectueux. En effet, le mélange introduit dans le moteur s'appauvrit; des ratés peuvent avoir lieu et les pertes par combustion incomplète augmentent rapidement; on peut même arriver à rendre le mélange totalement ininflammable.

B. *Variation de la quantité du mélange combustible.* — En diminuant la *quantité* de mélange gazeux introduit dans le moteur, en étranglant l'admission comme on dit encore, on arrive aussi à régulariser la vitesse. Cette méthode de régulation a été notamment employée par la maison Panhard-Levassor, dans son moteur *Centaure*, du type Paris-Vienne; nous en verrons plus loin quelques exemples.

Ce mode de régulation *par étranglement* est loin d'être parfait. En effet, le volume du mélange admis diminuant, il en est de même de la compression. Cette diminution de compression peut amener des ratés ou tout au moins des combustions incomplètes, causes de réactions secondaires donnant naissance à des produits qui encrassent le moteur. De ce chef, la consommation par unité de travail produit va en augmentant. D'un autre côté, la section de la conduite[1] d'admission étant diminuée en un point situé entre le carburateur et le moteur, la vitesse de passage des gaz et la dépression dans le carburateur sont plus faibles qu'en marche normale. La succion de l'hydrocarbure au travers du gicleur (organe du carburateur que nous décrirons plus loin) est modifiée, et la carburation devient mauvaise.

Cette mauvaise carburation, indépendamment de l'odeur à l'échappement, occasionne des condensations d'hydrocarbure sur les parois des conduites; et lorsqu'on veut faire reprendre au moteur sa marche accélérée, il y a encore une perturbation du dosage du mélange gazeux introduit dans le moteur, ce qui provoque une marche irrégulière. Souvent le moteur s'accélère par intermittences, *il galope*.

Variation de l'évacuation des gaz brulés. — 2° Un second mode de régulation consiste à varier l'*évacuation* des gaz brûlés.

Les constructeurs ont proposé différents types de cette *régulation par l'échappement*. Les uns ont pris un dispositif

1. G. Paillet, *la Régulation* (*les Petites Annales illustrées du Cycle et de l'Automobile*, 7e année, n° 291, 24 janvier 1903).

qui *exagère l'avance à l'échappement* que possède tout moteur à explosion; le gaz qui vient de faire explosion commençant à se détendre à l'extérieur avant le temps normal, le moteur se ralentit.

Les autres emploient un dispositif qui produit le *retard à l'échappement*, c'est-à-dire qui ouvre la soupape plus tard qu'il ne convient pour un fonctionnement normal; le moteur ne peut expulser qu'en partie les gaz qu'il doit rejeter; le mélange introduit se trouve dilué dans une trop grande quantité de gaz inertes, il y a des ratés et le moteur ralentit.

Les deux systèmes sont défectueux, le premier parce que les gaz que l'on évacue peuvent encore produire du travail; le second parce que l'on emploie la puissance de la machine à produire un travail résistant par la compression de gaz que l'on évacue ensuite.

Il est préférable d'obtenir une régulation progressive par l'échappement, soit en produisant *la levée plus ou moins haute de la soupape d'échappement;* soit en ouvrant *en grand cette soupape, mais en variant la durée de sa levée.*

Le premier procédé a l'inconvénient de produire une brûlure rapide de la soupape d'échappement et de son siège, action qui se produit avec une intensité d'autant plus grande que la levée de la soupape est plus faible. Au contraire, dans le second procédé, employé sur la voiture Hautier, la soupape et son siège restent intacts. Enfin, comme nous le verrons, la maison de Dion a combiné ces deux procédés tout en s'astreignant à ouvrir la soupape d'échappement au même point de la course du piston.

Régulation par tout ou rien. — 3° Le troisième procédé de régulation est connu sous le nom de *régulation par Tout ou Rien.*

On le pratique de différentes manières que l'on peut caractériser de la manière suivante.

Bloquer le clapet d'échappement. — α) *En bloquant le clapet d'échappement*, c'est-à-dire en empêchant l'action de la came d'échappement de se produire sur le clapet qui reste ainsi fermé à demeure.

Les gaz de l'explosion restent emprisonnés à une pression qui est de beaucoup supérieure à la pression de l'atmosphère. Par conséquent, si la soupape d'admission est automatique, elle ne peut s'ouvrir à aucune phase du cycle. *Si la soupape d'admission n'est pas automatique, il convient de la bloquer en même temps que le clapet d'échappement*, afin de ne pas envoyer des gaz chauds dans le carburateur.

Le défaut capital de ce système est d'enfermer dans le cylindre une masse de gaz qui est à une très haute température; cette masse, comprimée et brassée pendant quelques secondes, échauffe de façon anormale les parois, en consommant en pure perte l'eau de refroidissement, et en risquant de produire des grippages de la part du piston surchauffé.

On évite cet inconvénient par le procédé suivant :

Laisser ouvert le clapet d'échappement. — β) *En laissant ouvert le clapet d'échappement.*

On empêche ce clapet de se fermer au moyen d'un coin que le régulateur vient à un moment convenable placer sous la tige du clapet.

Il se produit un va-et-vient continuel d'air plus ou moins pur provenant des tuyauteries d'échappement, qui balaie les gaz brûlés et les refroidit. Malheureusement, bien que l'échappement soit ouvert au moment de l'aspiration, comme la grandeur de l'ouverture est toujours insuffisante, comme la vitesse du piston est souvent grande, il se produit une dépression sensible qui ouvre parfois la soupape d'admission automatique. Les gaz ainsi aspirés se trouvent dilués, puis chassés au retour du piston, ce qui constitue une perte de combustible sans production de travail. En outre, l'huile que la compression ne refoule pas par les fuites des segments du piston et que l'explosion n'évapore pas, envahit rapidement le piston et, entraînée par les gaz, vient mouiller le siège du clapet, se sèche sur sa partie chaude où elle forme une épaisseur sur laquelle noir de fumée, poussières et charbons se collent, déterminant des fuites notables au bout de très peu de temps de marche.

Bloquer le clapet d'admission. — γ) *En bloquant le clapet d'admission.* Pendant la course correspondant à l'admission et durant celle qui correspond à l'explosion et à la détente, il se fait un vide partiel dans le cylindre[1]. A la fin de cette dernière course, le clapet d'échappement, soulevé comme d'habitude, laisse brusquement entrer des gaz relativement frais qui viennent lécher la surface intérieure du cylindre et activent son refroidissement. Dans ce cas, la consommation est bien nulle dans l'intervalle des explosions.

L'arrêt des clapets d'admission s'opère soit mécaniquement, soit électriquement, comme le faisait, l'année dernière, la maison Panhard avec un dispositif qui était, d'ailleurs, assez compliqué. Chaque soupape d'aspiration était surmontée d'un électro-aimant fixe dont l'attraction la maintenait sur son siège ; un commutateur commandé par un régulateur centrifuge, envoyait progressivement un courant dans 1, 2, 3 ou 4 électro-aimants, immobilisant les soupapes d'admission des cylindres correspondants.

A ce mode de régulation se rattache celui qui consiste à *faire cesser l'injection du combustible dans le moteur, soit en arrêtant le giclage à l'intérieur du carburateur*[2], *soit en employant un carburateur à distribution mécanique*[3].

Inconvénients du Tout ou Rien. — Quel que soit le moyen employé, le système du Tout ou Rien, c'est-à-dire la suppression complète et intermittente de l'alimentation, présente deux inconvénients graves que nous allons signaler.

1° En premier lieu, pendant que les explosions ne se produisent plus, la circulation d'eau autour du moteur n'est pas interrompue et continue à le refroidir. Ce refroidissement, s'il devient trop intense, a pour effet de produire des combustions

1. Les constructeurs qui emploient ce mode de régulation lui trouvent l'avantage de pouvoir par ce vide qui se produit en arrière du piston après l'expulsion des gaz brûlés, obtenir une sorte de *freinage*. Les partisans du Tout ou Rien par l'échappement reprochent à ce système de provoquer l'introduction dans la chambre d'explosion du liquide lubrifiant aspiré à travers les espaces libres, entre les parois du cylindre et les segments du piston.

2. Procédé employé pour la régulation du moteur Schaudel (*Motobloc*).

3. Procédé employé dans les moteurs Gobron-Brillié.

défectueuses et même des ratés d'allumage, quand l'alimentation est rétablie par le régulateur.

2° Ce mode de régulation par tout ou rien provoque une marche saccadée du moteur qui est nuisible à la conservation du mécanisme. Au moment où les explosions reprennent, la vitesse angulaire étant devenue assez faible, le piston et la bielle se trouvent soumis à des chocs beaucoup plus violents qu'en marche normale. Le confortable de la voiture lui-même s'en ressent; on fait quelquefois une marche par bonds progressifs qui est loin d'être agréable.

Régulation par variation du point de la course où se fait l'allumage. — 4° Le quatrième mode de régulation se fait *au moyen de l'allumage*. Tous les systèmes d'allumeurs ne conviennent pas à cet usage. Le *système le plus particulièrement employé à cet effet est l'allumage électrique;* c'est le seul, d'ailleurs, qui est assez maniable, pour permettre à coup sûr l'allumage instantané au point précis choisi par la régulation de la vitesse.

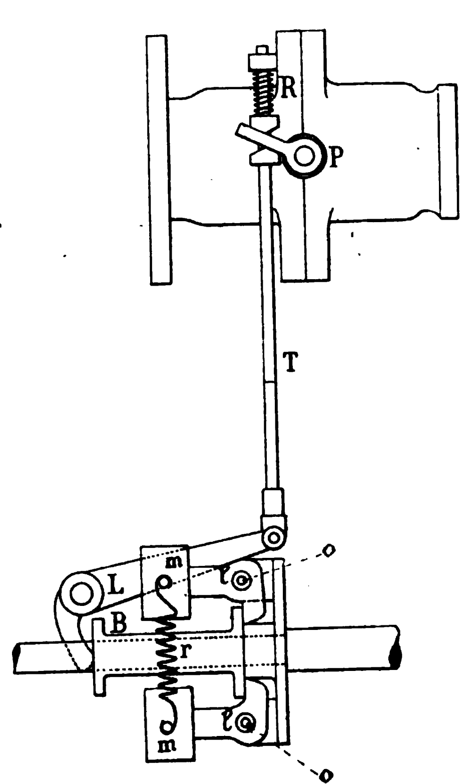
Nous verrons plus loin, dans le paragraphe relatif à l'allumage, les méthodes pratiques qui permettent de faire varier le point d'allumage.

On peut, de la manière suivante, se rendre compte du mécanisme de la régulation à l'aide de ce procédé. Produisons l'allumage dans le voisinage du point mort, l'explosion a lieu sensiblement à volume constant, puisque la vitesse du piston changeant de signe en passant par zéro, possède dans ces conditions une valeur relativement petite et que la vitesse de propagation de l'explosion est certainement très supérieure à la vitesse du piston. D'autre part, l'explosion prend naissance dans des conditions où le mélange gazeux est sous une pression voisine du maximum de pression, à la fin de la compression; enfin, après l'explosion, la détente est prolongée. Pour toutes ces raisons, la position du point d'allumage qui convient au meilleur rendement, est celle qui correspond à un point de la course du piston situé un peu avant de franchir le point mort.

Au contraire, produisons un retard à l'allumage, c'est-à-dire

arrangeons-nous pour faire jaillir l'étincelle, alors que déjà le piston a dépassé le point mort. Dans ces conditions, nous n'aurons plus explosion à volume constant, puisque la vitesse du piston n'est plus très petite et n'est pas négligeable par rapport à la vitesse de propagation de l'onde ; de plus, l'explosion se produit dans un gaz qui s'étant déjà détendu est, à ce point de vue, dans des conditions plus défavorables au point de vue de l'allumage. La puissance du moteur se trouve alors diminuée, et il en est de même de la vitesse de la voiture qu'il actionne.

Ce mode de régulation est loin d'être économique ; en effet, par suite du retard à l'allumage, une partie du mélange tonnant peut échapper à la combustion et être perdu à l'extérieur, sans avoir produit aucun travail correspondant.



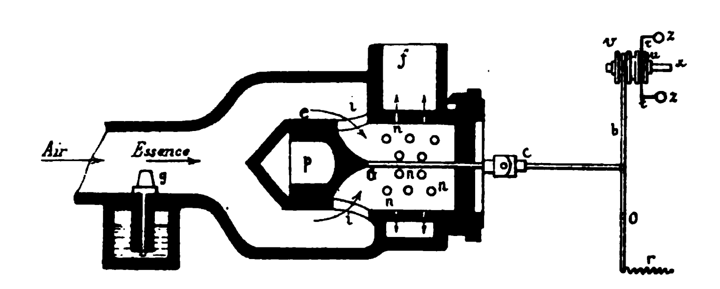
Principe du régulateur Aster.
(G. Coupan. Bulletin de la Société des Agriculteurs de France 1er Août 1902. p. 115).

Fig. 60.

Toutefois ce mode de régulation est si maniable et si commode qu'il jouit à ce titre d'une réelle faveur. Toutes les voitures automobiles comportent des dispositifs d'avance et de retard à l'allumage ; nous les étudierons dans un prochain chapitre.

Indiquons maintenant des exemples des trois premiers modes de régulation que nous venons de discuter.

3. Régulateurs étranglant l'admission. — Régulateurs automatiques. — Au dernier salon de l'Automobile, la



Mécanisme de régulation du moteur "Centaure".
(Les Petites Annales Illustrées du Cycle et de l'Automobile. 6e Année. n° 236. 4 Janvier 1902)
(Le piston p peut obturer plus ou moins les ouvertures i de communication du carburateur avec le cylindre.

z.z, boules du régulateur à force centrifuge ;
t,t, tiges articulées ;
u, plateau à rainure pouvant se déplacer à droite ou à gauche sur l'arbre x ;
v. plateau à rainure entraîné par le plateau u ; dans la rainure est logée la tête du levier b ;
b, levier qui peut pivoter autour du point O ;
r. ressort ramenant le levier b à sa position initiale ;
p, piston commandé par b au moyen de la tige de commande c ;
e, cylindre dans lequel se meut le piston évidé p ;
i, ouvertures de communication des carburateurs avec le cylindre du moteur ;
n, ouvertures de communication avec le cylindre.

Fig. 61.

plupart des régulateurs (exactement 86 0/0) étaient des *régulateurs agissant sur l'admission.*

Régulateur Aster. — Prenons comme exemple de ce mode de régulation le régulateur du *moteur Aster* (*fig.* 60). Il se compose de deux masses *m*, fixées sur des leviers coudés *l*, articulés en O et qui sont entraînés par le mouvement de rotation de l'arbre moteur. Elles s'écartent sous l'influence de la force centrifuge, et sont rappelées par le ressort *r*. Les déplacements des petits bras des leviers *l* sont transmis à une bague B, sur

laquelle vient butter un levier coudé L. Lorsque la vitesse du moteur augmente, les masses m s'éloignent; le levier L, poussé par la bague B, se déplace et agit, par l'intermédiaire de la tige T, sur le papillon P qui diminue l'orifice d'admission. Un ressort antagoniste, figuré schématiquement en R, ramène tous les organes à la position convenable quand le moteur se ralentit.

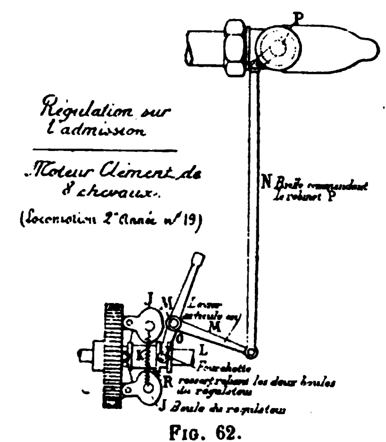
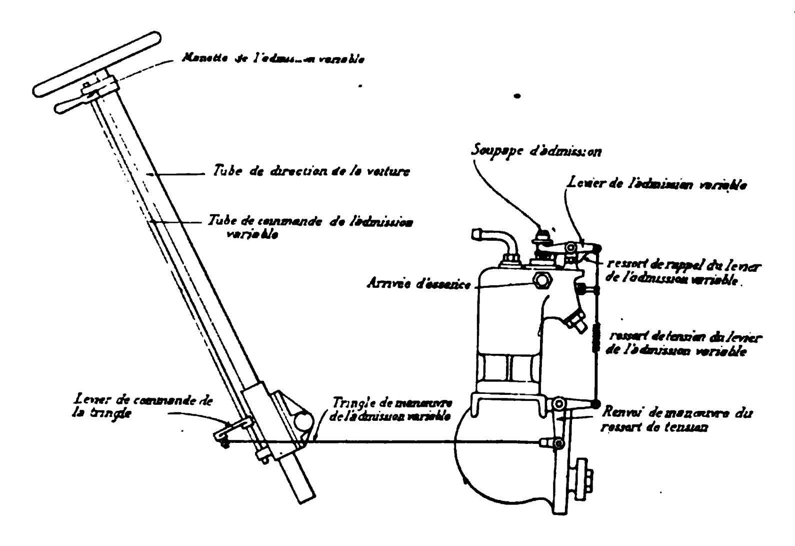


Fig. 62.

Régulateur Centaure. — Un dispositif automatique tout à fait analogue est appliqué dans le moteur *Centaure*, type



Voiture légère Darracq
Schéma du mouvement de l'admission variable.
(Paul Sencier. La Mécanique à l'Exposition de 1900. Les Automobiles et les Cycles p. 20. 16e livraison de la publication. Dunod)

Fig. 63.

Paris-Vienne, de la maison Panhard et Levassor. Le régula-

teur à force centrifuge entraîne une tige actionnant un piston qui obture plus ou moins l'orifice d'admission (*fig.* 61).

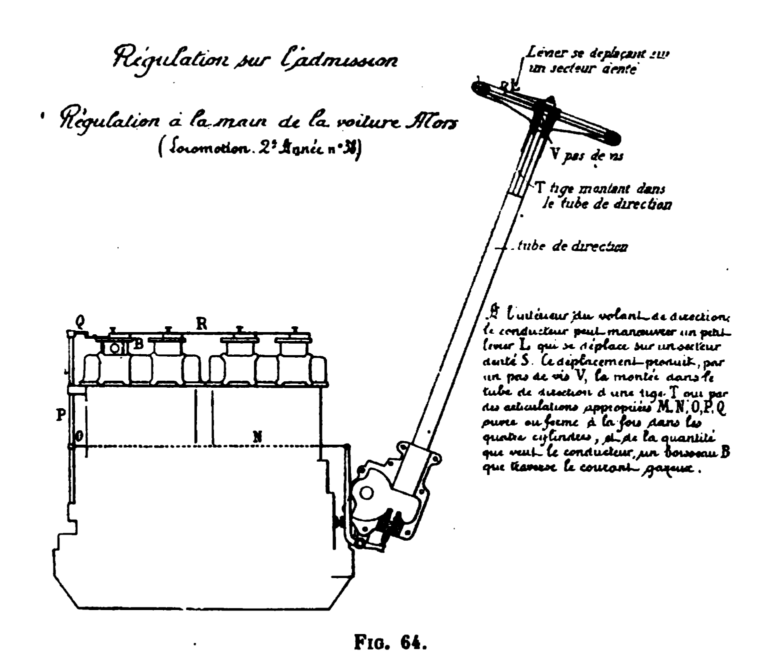


FIG. 64.

Régulateur Clément. — Le régulateur automatique sur

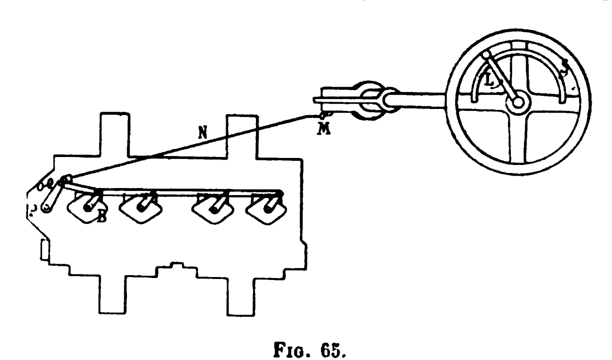


FIG. 65.

l'admission du moteur Clément est fondé sur le même principe (*fig.* 62).

Régulateurs a main. — Dans les voitures qui n'ont pas de régulateur automatique, on peut produire à la main l'étranglement de l'admission, étranglement qui peut, soit pouvoir aller jusqu'à l'arrêt complet du moteur, soit être limité par une butée à la valeur nécessaire pour permettre la continuation de la marche du moteur séparé de la voiture par le débrayage et n'ayant plus, par suite, à vaincre que ses résistances passives. Ce dispositif permet d'éviter tout tâtonnement lors de la mise en stationnement de la voiture; l'arrêt complet du moteur est alors obtenu par l'interruption du courant électrique d'allumage, au moyen du commutateur dont sont toujours munies les voitures qui emploient ce mode d'allumage.

Nous représentons dans la figure 63 le schéma de la commande de l'admission variable dans une voiture légère Darracq.

Régulateur Mors. — La voiture Mors type 1902 possède, en outre d'une régulation automatique sur l'échappement, une régulation à la main que nous avons représentée dans les figures 64 et 65.

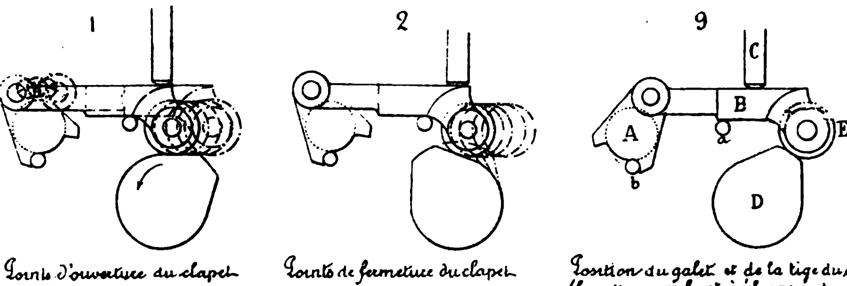
4. Régulation progressive de l'échappement. — Si la régulation progressive sur l'admission est actuellement la plus répandue, la régulation progressive sur l'échappement compte de chauds partisans parmi lesquels nous citerons de Dion-Bouton, Gillet-Forest, Otto, Hautier.

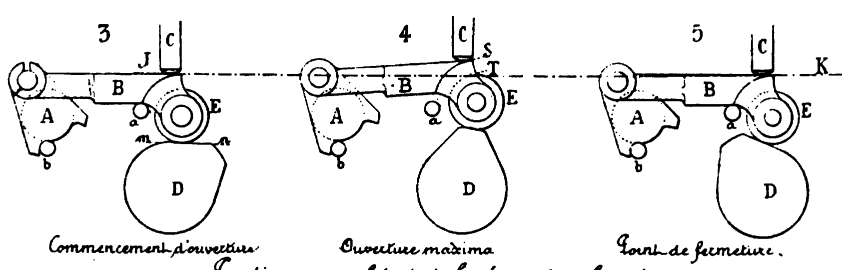
Nous allons étudier ce mode de régulation sur le moteur de Dion type 1902 (*fig.* 66).

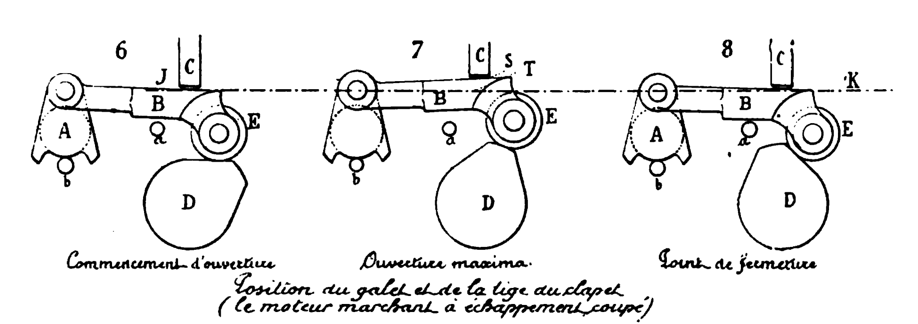
Régulateur de Dion. — Dans la figure 66, A est une pièce à excentrique qui peut être amenée de la position n° 3 (plein échappement) à la position n° 9 (échappement nul). Ces deux positions extrêmes sont limitées par un ergot *b* de même que le bras B avec son galet ou roulette E est limité dans ses courses extrêmes par la butée *a*. L'ensemble peut ainsi prendre les positions successives qu'indique le schéma n° 1 de la figure 66.

La came D qui commande la levée de soupape d'échappement opère par l'intermédiaire du bras B dont le galet E roule

sur elle, bras dont les déplacements, provoqués par l'excen-







Régulateur du moteur De Dion-Bouton 1902 (Types 6 & 8 chevaux)
(Locomotion. 2e Année. n° 16. 18 Janvier 1902)

Fig. 66.

trique A, modifient au gré du conducteur la levée de la soupape.

Aux périodes de pleine ouverture (schémas 3, 4, 5 de la

figure 66), la soupape est soulevée de la quantité ST, c'est-à-dire de quelques millimètres que le constructeur a calculés être utiles au meilleur échappement. Nous avons fait passer une ligne imaginaire JK par les points de contact (schémas 3 et 5) de la tige C et du levier B, afin de faire bien comprendre la poussée que reçoit la soupape au moment de son maxima (schéma 4).

La Maison de Dion s'est proposé de résoudre le double problème suivant :

1° *Ouvrir la soupape d'échappement toujours au même point de la course du piston ;*

2° *Ouvrir la soupape d'échappement d'une quantité variable pendant un temps variable*, afin que le moteur puisse conserver sa vitesse en consommant moins, par exemple en palier ou descente.

Premier problème. — *Le point d'ouverture de la soupape ne doit jamais être modifié quels que soient les déplacements latéraux du bras* B.

Pour parvenir à la solution de ce problème, on donne à la came D deux flancs rectilignes, dont l'un est représenté en *mn* dans le schéma 3 de la figure 66. Tant que la face *mn* est horizontale, le galet E reposant sur cette face n'est pas repoussé vers le haut qu'il soit peu engagé sur cette face (schéma 3) ou qu'il y soit beaucoup engagé (schéma 6). Le galet E ne commence à être repoussé et la soupape d'échappement ne commence à s'ouvrir que lorsque cette face commence à quitter la position horizontale et à tendre vers la position verticale. Le moment du commencement de la levée de la soupape d'échappement est donc toujours le même et ne saurait jamais être ni avancé ni retardé.

Deuxième problème. — *La levée de la soupape doit être amoindrie et en même temps sa durée doit être diminuée.*

Si l'on regarde les schémas n° 3 et n° 6 de la figure 66 on voit facilement que la durée de la levée est moindre dans le numéro 6 que dans le numéro 3. En faisant, au moyen du levier B, avancer le galet E sur la partie *mn*, on diminue le

temps pendant lequel la soupape reste ouverte. La simple inspection des dessins montre que si, d'une part, on considère les schémas nos 3 et 5 et si, d'autre part, on considère les schémas nos 6 et 8, on voit que le temps mis par le galet E pour aller de la position 3 à la position 5 est plus grand que le temps mis par ce même galet pour aller de la position 6 à la position 8. Les positions 6, 7, 8 correspondent donc à une durée de levée de soupape qui est moindre que celle qui correspond aux positions 3, 4, 5.

D'un autre côté, le point où la came a l'avance la plus complète sur la tige de la soupape est celui où le centre de la came D, le centre du galet E, l'axe de la tige C forment une seule ligne droite. C'est à peu près le cas que présente le schéma 4 où l'ouverture est, en effet, maxima[1].

On voit que plus nous éloignerons le galet E de la verticale passant par l'axe de la tige C et le centre de la came D, *plus nous diminuerons la levée de la soupape d'échappement.* En position 4, la soupape s'ouvre de la hauteur ST ; en position 7, cette hauteur ST est déjà bien diminuée ; en position 9, elle est nulle, le galet étant simplement effleuré par la came.

Ainsi la manœuvre du levier B au moyen de l'excentrique A permet à la fois de faire varier la hauteur de levée de la soupape d'échappement et d'augmenter ou de diminuer la durée de cette ouverture, c'est-à-dire d'avancer ou de retarder le moment de la fermeture puisque l'instant de l'ouverture reste toujours le même.

Ce dispositif permet donc :

1° De *faire toujours au même instant l'ouverture du clapet d'échappement jusqu'à ce que cette ouverture devienne nulle ;*

2° De *diminuer jusqu'à zéro la levée de la soupape d'échappement ;*

1. La ligne verticale passant par l'axe de la tige C ne passe pas tout à fait par le centre du galet E, parce que la levée serait alors trop grande et dépasserait le nombre de millimètres qu'a décidés le constructeur. Le réglage de la levée de la soupape d'échappement s'opère donc par la position de l'ergot *b* qui, placé trop à gauche, empêcherait la soupape de se lever jamais de la quantité voulue, et qui, placé trop à droite, lui donnerait une levée trop grande à plein échappement.

3° De *faire varier au gré du conducteur le point de fermeture du clapet d'échappement.*

Comme le fait remarquer M. Baudry de Saunier, à qui nous empruntons cette description[1], ces conditions permettent de donner aux moteurs à pétrole une souplesse comparable à celle des moteurs à vapeur et d'utiliser en tout temps la totalité de la puissance du moteur sans gaspillage d'essence.

5. Régulation par Tout ou Rien. — *Bloquer le clapet d'échappement.* — Dans la régulation par Tout ou Rien, on opère soit en bloquant le clapet d'échappement soit en bloquant le clapet d'admission lorsque celui-ci est commandé. Les dispositifs les plus répandus consistent à interposer entre la came de commande et l'extrémité de la tige de la soupape une pièce mobile appelée *culbuteur* qui, en temps normal, vient frapper l'extrémité de la tige et soulever la soupape, mais qui peut basculer sous l'action d'une pièce mise en mouvement par le régulateur; dans ce cas, le culbuteur passe à côté de l'extrémité de la tige de la soupape qui reste fermée (*fig.* 67).

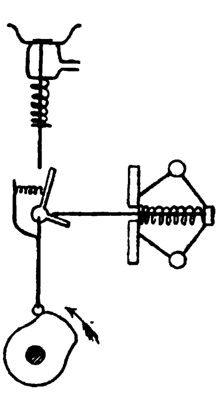


Fig. 67.

Comme exemple d'une telle régulation opérée sur l'échappement, on peut citer la régulation automatique qui est installée sur les voitures Mors en même temps que la régulation à la main sur l'admission. Le régulateur (*fig.* 68), déplaçant sur l'arbre une came à rampes A sur laquelle roule le galet B terminus d'un levier DB articulé en C, produit la chute latérale du taquet E. Il en résulte que, lorsque la came G tend à soulever la soupape d'échappement S par les pièces H et F, le taquet E la manque et le moteur ralentit. L'effet est produit à la fois sur les quatre soupapes du moteur.

1. L. Baudry de Saunier, *la Voiture de Dion-Bouton 1902* (*Locomotion*, 2e année n. 16, p. 39).

Laisser ouvert le clapet d'échappement. — On peut encore produire la régulation par Tout ou Rien en laissant ouvert le clapet d'échappement. Comme exemple de régulateur mainte-

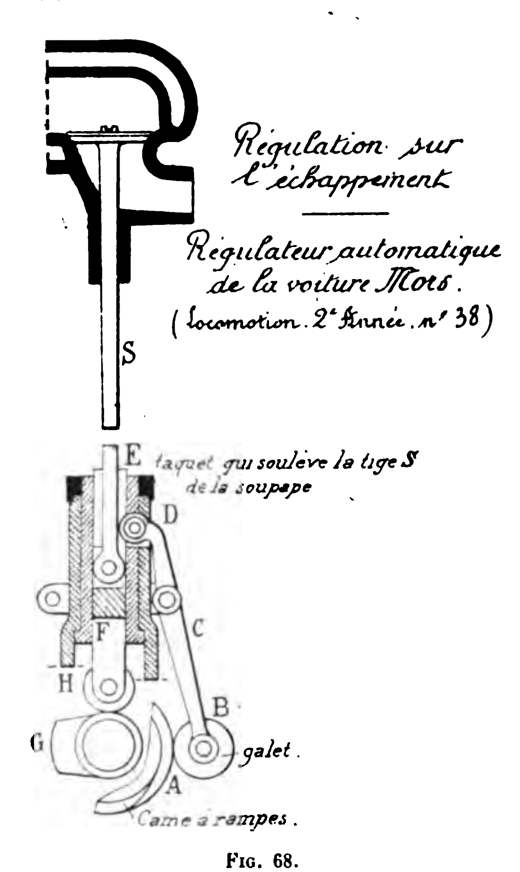
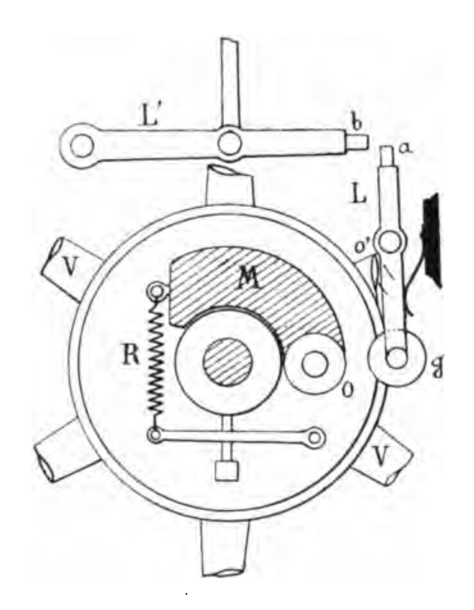


Fig. 68.

nant ouverte la soupape d'échappement, nous citerons le régulateur Merlin (*fig.* 69).

Il est basé sur la force centrifuge et comporte une masse M, articulée en O et entraînée par le volant V dans son mouvement de rotation ; un ressort R, à tension réglable, rappelle la masse M contre le moyeu du volant. Si la vitesse du moteur augmente, la masse M s'écarte du moyeu et finit par venir agir sur un

galet g, solidaire d'un levier L qui est lui-même articulé en O' ; l'extrémité a de ce levier vient se placer en dessous de l'extrémité b du levier L' qui commande la soupape d'échappement. Ce levier L' est animé d'un mouvement alternatif par une came non représentée sur le dessin ; lorsqu'au moment



Principe du régulateur Merlin.
(G. Coupan. Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 1er Août 1902, p. 118)

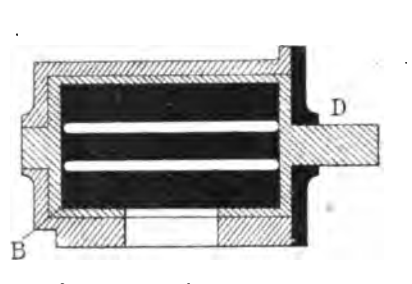
Fig. 69.

où il vient d'être soulevé, l'extrémité a du levier se place au-dessous de b, le levier L' ne peut plus retomber et la soupape d'échappement reste ouverte.

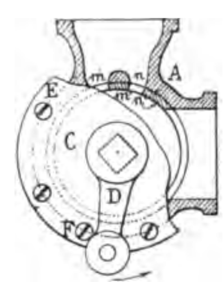
Suppression de l'admission. — Enfin on peut produire le Tout ou Rien en *supprimant l'admission.*

Régulateur Déchamps. — M. Déchamps, de Bruxelles, supprime l'admission en la fermant brusquement au moyen d'un

robinet dont on voit des coupes dans la figure 70. La manœuvre se fait par un levier fixé en D. Le gaz, aspiré du côté A, pénètre



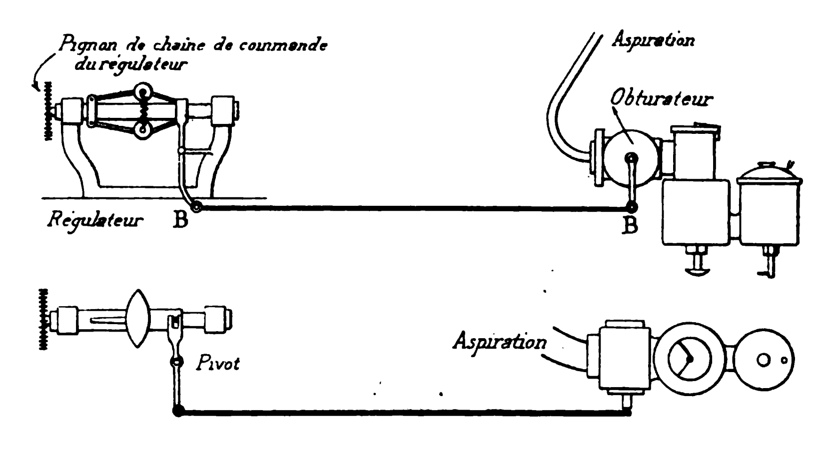
Coupe dans le boisseau



Coupe dans le boisseau (Vu par dessus.)

Fig. 70.

dans le boisseau par les orifices m et n en forme de lames assez étroites. Lorsqu'on manœuvre le levier D, dont la course



Régulateur Déchamps
(Locomotion. 2e Année. n° 24 15 Mai 1902)

Fig. 71.

est limitée par les arrêts F, les tranches pleines m' et n' viennent obturer les orifices m et n et le moteur est privé de gaz. On

voit que la régulation ne se fait pas progressivement mais brusquement; car la fermeture des orifices lamellaires, dont la section totale est égale à celle de l'orifice annulaire A, est obtenue même par un très léger déplacement du levier.

La commande du boisseau qui est représentée dans la figure 71 s'obtient au moyen d'un régulateur mis en mouvement par une chaîne.

Régulateur Gobron-Brillié. — A ce mode de régulation se rattache la régulation par suppression de l'alimentation dans les moteurs pourvus d'un distributeur mécanique. Nous allons donner comme exemple la régulation si curieuse et si remarquable du moteur Gobron-Brillié.

Nous verrons, en étudiant la carburation, que certains carburateurs sont constitués par des distributeurs mécaniques qui, à chaque aspiration, envoient dans le moteur une quantité toujours la même de corps combustible. A ce type de carburateurs appartient le distributeur Gobron-Brillié. De ce distributeur, nous voyons dans la figure 72 une roue à rochet mise en mouvement par la tige C, animée d'un mouvement de va-et-vient dans une direction verticale. Si on peut empêcher ce mouvement, la roue à rochet ne tourne plus et le distributeur supprime l'alimentation du moteur en mélange combustible. Or, on supprime cette alimentation toutes les fois que la vitesse du moteur tend à s'écarter de sa valeur normale.

Cette régulation de la vitesse du moteur s'obtient de la manière suivante.

Sur l'arbre B du moteur est calé un excentrique ε qui donne un mouvement de va-et-vient à la bielle A, mobile autour de l'axe OO′ (*fig.* 73) (cet axe est projeté en O dans la figure 72). Autour de ce même axe OO′ peut tourner une masse équilibrée en forme de disque D; ce disque est fou sur l'axe OO′. A ce disque D est fixé un taquet *t* qui traverse une fenêtre creusée dans la bielle A (*fig.* 73). Sur la bielle A est fixé un axe O_1 autour duquel peut tourner parallèlement au plan de A un culbuteur *ac* [(*fig.* 72) on n'en voit que la branche *a* dans la figure 73] qui est maintenu par un ressort (*fig.* 73) dans la

position indiquée sur la figure 72, c'est-à-dire dans une position telle que le doigt *a* du culbuteur vienne s'appuyer sur le taquet *t*. Le doigt *e* du culbuteur vient rencontrer le levier M qui peut être animé d'un mouvement alternatif autour de l'axe O; c'est à ce levier M qu'est fixée, en *f*, la tige C qui,

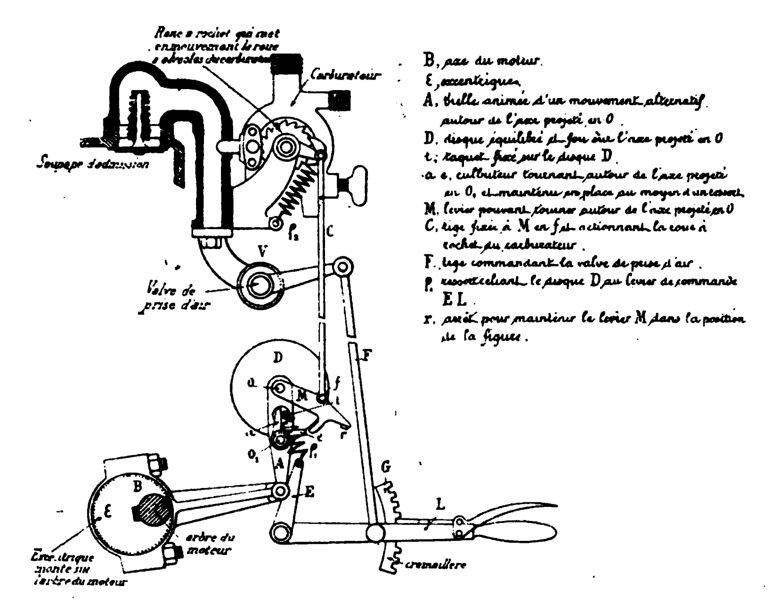


Fig. 72.

suivant le mouvement du levier M, fait tourner la roue à rochet qui actionne le distributeur mécanique.

Supposons que le moteur tourne à sa vitesse normale et que les divers organes que nous venons de décrire aient la position marquée dans la figure 72. Sous l'influence de l'excentrique ε, la bielle A est animée d'un mouvement de va-et-vient autour de l'axe O; elle entraîne dans son mouvement le culbuteur *ae*, lequel, par le doigt *a*, pousse le taquet *t*, le disque D, et par le doigt *e* vient pousser le levier M. Celui-ci prend alors un mouvement alternatif autour de l'axe O, mouvement qu'il transmet à la tige C et par elle à la roue à rochet du distributeur mécanique.

Pour donner au disque D un mouvement alternatif identique à celui de la bielle A, c'est-à-dire pour que le taquet t reste toujours en contact avec le doigt a du culbuteur ae, on ramène ce disque à une position déterminée au moyen d'un ressort ρ_1 (*fig.* 72 et 73) qui peut être plus ou moins tendu au moyen d'une tige E commandée par un levier L pourvu d'une crémaillère G. Ce levier L commande, par la tige F,

Commande automatique du Régulateur à distribution mécanique Gobron-Brillié
(Worby Beaumont. Motor Vehicles and Motors)

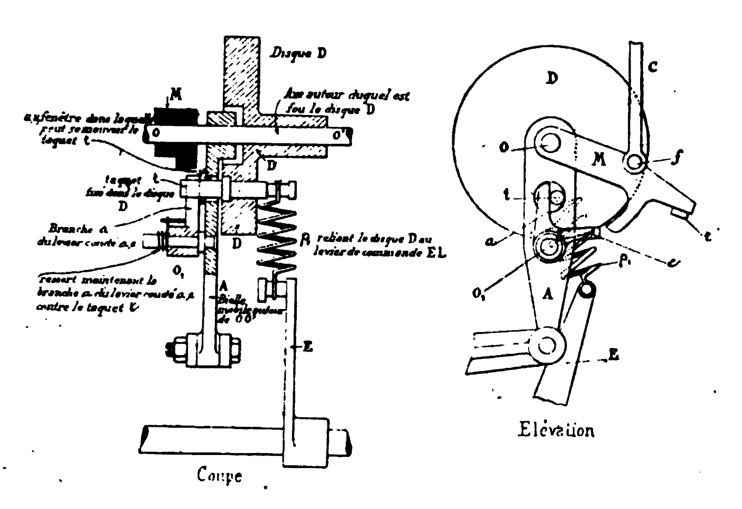


Fig. 73.

l'ouverture d'une valve supplémentaire V d'arrivée de l'air qui doit se mélanger au combustible liquide fourni par le distributeur mécanique.

Ceci posé, supposons que le moteur vienne à s'emballer. Il va entraîner dans son mouvement la bielle A et le culbuteur ae autour de l'axe O; le doigt e se relève et vient manquer le levier M. La tige C n'est plus actionnée; il en est de même de la roue à rochet et, le distributeur mécanique étant arrêté, l'admission de mélange combustible est coupée. La vitesse du

moteur diminue ; sous l'influence du ressort enroulé autour de l'axe O_1, le culbuteur revient à sa position primitive (représentée sur la figure 72); le doigt *e* rencontre de nouveau le levier M et le distributeur mécanique est de nouveau mis en mouvement.

Voici comment est obtenue la résistance que rencontre le doigt *a* du culbuteur *ae* lorsque la vitesse de rotation du moteur vient à augmenter. Le disque D fou sur l'axe O, qui porte le taquet *t* constamment en contact avec le doigt *a* du culbuteur *ae*, possède une certaine masse et, par suite, une inertie assez grande. Lorsque la vitesse du moteur vient à augmenter, le doigt *a* du culbuteur *ae* rencontre au contact du taquet *t* une résistance due à l'inertie du disque D dont la vitesse ne croît pas aussi rapidement que celle du culbuteur *ae* entraîné par la bielle A. C'est ce retard à l'accroissement de la vitesse du mouvement du disque D qui joue le rôle de l'arrêt dont nous avons parlé plus haut, qui fait culbuter *ae*, qui produit le relèvement du doigt *e* et arrête le distributeur mécanique.

On conçoit que cette résistance due à l'inertie du disque D est d'autant plus grande que le ressort ρ_1 est plus tendu. Dans ces conditions, le doigt *e* du culbuteur *ae* est presque constamment relevé; le distributeur mécanique est plus souvent arrêté; la vitesse du moteur diminue et il en est de même de l'arrivée supplémentaire de l'air par la valve V.

6. Retardateur. — Accélérateur. — Nous venons d'étudier les différentes sortes de régulateurs. Mais il est nécessaire que le conducteur ait un moyen de réglage à la main qui lui permette de modérer momentanément l'allure du moteur, soit pour en atténuer la fatigue lorsque son action sur la voiture est supprimée, soit lorsque des animaux rencontrés s'effraient du bruit du fonctionnement, soit lorsqu'il y a lieu de ralentir la voiture sans recourir aux mécanismes de changements de transmissions.

Dans les voitures à régulateur automatique, le procédé con-

siste le plus souvent à agir à la main et par un intermédiaire élastique pour contrebalancer plus ou moins le ressort antagoniste des boules ou de la masse inerte du régulateur; cela revient, en somme, à modifier le réglage de cet appareil qui limite alors la vitesse à une valeur moindre que celle de la marche normale. Généralement on peut, par le même organe de commande appelé *retardateur*, pousser cette diminution jusqu'à l'arrêt complet du moteur[1].

Par contre, certaines voitures possèdent un autre organe analogue, mais agissant en sens inverse, dit *accélérateur*. Il a pour effet d'augmenter l'action du ressort antagoniste du régulateur et même de paralyser complètement cet appareil. Il est employé lorsque, sans souci de la fatigue des pièces du mécanisme, le conducteur veut faire développer momentanément au moteur une puissance plus grande que sa puissance normale, soit pour la montée d'une côte, soit dans une course de vitesse, soit dans toute autre circonstance analogue.

Comme le fait remarquer M. Bochet, « l'emploi de l'accélérateur n'est efficace qu'autant que les conditions de la marche, rampe, état de la chaussée, rapport entre la vitesse de rotation du moteur et la vitesse de translation de la voiture, ne sont pas telles que la consommation d'énergie à chaque cycle du moteur soit égale à la partie utilisable de celle développée par une explosion; car alors le régulateur ne tend pas, dans son fonctionnement naturel, à entrer en jeu, et il est indifférent de le paralyser ou non ».

1. Bochet, *les Automobiles à pétrole* (*Annales des Mines*, 9e série, t. XVII, p. 39).

CHAPITRE VI

RÉSERVOIRS[1]

1. Tuyauterie. — L'essence de pétrole ou l'alcool que l'on emploie dans les automobiles émettent, à la température et sous la pression atmosphérique habituelles, des vapeurs inflammables capables de former avec l'air, dans des limites assez étendues de proportions respectives, des mélanges détonants.

Il est donc tout d'abord nécessaire à la sécurité que les réservoirs et tuyaux destinés à contenir ces liquides soient bien étanches; les pièces de tuyauterie sont, à cet effet, soigneusement brasées, et les tuyaux toujours de faible diamètre contournés, autant que possible sur une partie de leur longueur en spires qui les rendent moins sensibles aux effets des trépidations et secousses provenant tant de la marche de la machine que des irrégularités de la chaussée.

2. Réservoirs. — Les réservoirs, de leur côté, sont généralement fermés par des bouchons à vis; le remplissage s'en effectue souvent au moyen d'un entonnoir qui se visse à la place du bouchon, afin d'éviter tout épandage extérieur d'essence.

Lorsque les réservoirs sont enfermés dans la carrosserie et

1. Les détails sur la tuyauterie et les réservoirs sont empruntés à l'excellent travail de M. Bochet sur *les Automobiles à pétrole*, travail publié dans les *Annales des Mines* et auquel nous avons eu souvent recours.

protégés ainsi des chocs extérieurs, leur construction ne présente rien de bien particulier et ressemble à celle des bidons de ferblanterie. Si, au contraire, comme cela arrive souvent, le réservoir est placé extérieurement dans le but, soit d'éviter son échauffement possible, soit d'en rendre la surveillance plus facile et continue, soit pour tout autre motif, il doit présenter une solidité plus grande.

Il est alors souvent construit en tôle de cuivre rouge, dont les diverses plaques, aussi peu nombreuses que possible sont réunies par agrafage et brasure ; on arrive ainsi à constituer des réservoirs capables de supporter sans déchirure des déformations considérables sous l'effet de chocs extérieurs violents.

Beaucoup de réservoirs sont simplement établis en tôle de fer; les coutures sont alors agrafées et rivées, l'étanchéité étant obtenue par la soudure à l'étain.

La plupart du temps, le réservoir est à air libre, c'est-à-dire que la pression atmosphérique y règne au-dessus de l'essence liquide, la communication avec l'atmosphère étant d'ailleurs établie, pour éviter les projections extérieures de liquide, par un très petit trou, généralement percé dans le bouchon à vis. Le réservoir est alors placé à un niveau qui permet l'écoulement naturel de l'essence par un tuyau partant du bas du réservoir. L'origine de ce tuyau est souvent munie d'un robinet à boisseau ou à pointeau, dont la manœuvre est placée aussi à portée que possible du conducteur et qui permet soit de régler l'écoulement de l'essence, soit de l'arrêter complètement ; cette manœuvre peut, en effet, devenir nécessaire en cas de fuite reconnue à la tuyauterie et se fait toujours en cas de cessation de fonctionnement.

Quelques constructeurs emploient des réservoirs complètement fermés, dans lesquels l'écoulement est déterminé par une pression d'air de 200 à 300 grammes au maximum par centimètre carré. Cette disposition est favorable à la régularité de l'écoulement, malgré les variations d'inclinaison longitudinale ou transversale de la route ; elle supprime l'obli-

gation de placer le réservoir à un niveau notablement supérieur à celui du carburateur et permet même de l'installer à la partie inférieure de la voiture, lorsque cela est commode pour l'arrangement général; dans ce dernier cas, le robinet d'arrêt de la sortie d'essence est remplacé par un robinet d'évacuation de l'air comprimé.

Par contre, il est superflu de faire remarquer que le moindre défaut d'étanchéité peut, dans le cas d'un réservoir sous pression, constituer un assez grave danger d'incendie ; il est alors nécessaire que la construction du réservoir soit particulièrement soignée; malgré la faiblesse de la pression qu'il est destiné à supporter, il doit être établi comme un véritable récipient de chaudronnerie.

La pression est donnée le plus souvent par une petite pompe à main, du type de celles employées pour le gonflement des bandages pneumatiques; elle est mesurée par un petit manomètre et limitée par une soupape de sûreté, ces deux appareils étant greffés sur le tuyau de refoulement de l'air.

Nous devons mentionner aussi, bien qu'il ne se soit pas jusqu'ici répandu en France, un système dans lequel la pression est produite automatiquement par une dérivation de l'échappement du moteur, amenée dans une petite chambre munie de deux soupapes convenablement réglées, dont l'une donne accès dans le réservoir d'essence et l'autre dans l'atmosphère; la première s'ouvre à chaque échappement de gaz brûlé du moteur, tant que la pression dans le réservoir d'essence n'a pas atteint la limite voulue; elle cesse ensuite de donner passage à de nouvelles quantités de gaz, jusqu'à ce que la pression ait baissé sensiblement au-dessous de cette limite.

CHAPITRE VII

LES CARBURATEURS

1. Conditions que doit remplir l'alimentation d'un moteur. — Pour que l'alimentation d'un moteur se fasse de telle manière qu'une bonne marche soit assurée, il faut remplir un certain nombre de conditions dont les plus importantes sont les suivantes[1] :

1° Il faut que le liquide combustible soit, avant d'arriver dans le moteur, amené à un état de division assez grand pour former avec l'air avec lequel il est mélangé une sorte de brouillard;

2° Il faut que le mélange de l'air et de ces vésicules de combustible liquide soit aussi intime que possible; en d'autres termes, il faut que le mélange gazeux introduit soit aussi homogène que possible;

3° Il faut que ce mélange soit fait dans les proportions indiquées pour une réaction chimique complète. Par exemple si le mélange est formé d'air et d'essence, il faut qu'il contienne à la pression de l'atmosphère 15 grammes d'air pour 1 gramme

1. Les remarquables travaux de M. Sorel sur *Les Phénomènes de combustion qui se produisent dans les moteurs à alcool* (*Revue de mécanique*, t. XII, n°s 1 et 2) permettent de discuter d'une manière rationnelle les conditions d'une bonne carburation. Nous avons développé cette discussion dans notre ouvrage autographié, *Leçons sur les moteurs d'automobiles* (Paris, Dunod, 1903), parce que nous nous occupions de l'alimentation des moteurs à alcool pour lesquels elle est plus particulièrement intéressante. Nous la reprendrons dans un ouvrage que nous publierons prochainement sur les *Applications industrielles de l'alcool*.

de vapeur d'essence; s'il s'agit d'alcool dénaturé, il faut 9 grammes d'air pur pour 1 gramme d'alcool ;

4° Enfin, il faut que, tant qu'on ne fait pas une régulation agissant sur la composition du mélange d'air et de vapeur combustible, cette composition reste la même, quelle que soit l'allure du moteur; il faut que ce mélange ne soit pas plus riche aux grandes vitesses qu'aux vitesses réduites.

Quand ces conditions sont réalisées, l'explosion a lieu dans le minimum de temps et la partie des gaz non brûlés qui échappent à l'explosion atteint aussi son minimum.

Les appareils qui ont pour but de réaliser ces conditions sont appelés des *carburateurs*.

2. Types de carburateurs. — Les carburateurs actuellement employés peuvent se diviser en trois grandes classes :

1° Les carburateurs à barbotage ou léchage ;

2° Les carburateurs à giclage ou à pulvérisation;

3° Les carburateurs à distribution mécanique.

I. Carburateurs a barbotage ou a léchage. — Ces carburateurs, presque exclusivement employés autrefois, ne peuvent servir que si le combustible est très volatil comme l'essence de pétrole.

Le principe sur lequel sont construits les carburateurs à barbotage est le suivant. On force l'air, aspiré par le piston, à traverser une certaine épaisseur de liquide avant de se rendre dans le cylindre. La figure 74, qui représente schématiquement le carburateur Tenting, suffit pour en indiquer le fonctionnement.

L'air extérieur, arrivant par le tube recourbé E, est obligé de barboter dans le liquide combustible qui garnit le fond du récipient A avant de pouvoir pénétrer dans le cylindre par le tube S. Pour que la carburation soit régulière, il faut que la couche de liquide ait une épaisseur constante ; aussi l'arrivée du liquide contenu dans le réservoir B est-elle automatiquement réglée par les deux tubes *b* et *c* ; dès que l'orifice inférieur du tube *b* est immergé, l'écoulement par le tube *c* se trouve arrêté.

Un autre dispositif très simple consiste dans l'emploi d'un flotteur supportant le tube d'amenée de l'air, tube qui, dans ce cas, n'est pas recourbé; de cette façon l'épaisseur du liquide que l'air doit traverser est indépendante du volume occupé par ce liquide dans le récipient (*fig.* 75). Comme dans tous les cas, l'évaporation du combustible est accompagnée d'un abaissement de température qui, diminuant la volatilité du liquide, est préjudiciable à la carburation, on combat ce refroidissement soit en entourant le récipient d'une enveloppe où circule l'eau chaude qui sort de l'enveloppe du cylindre, soit en le mettant en contact ou dans le voisinage d'une pièce P (*fig.* 74) réchauffée par les gaz d'échappement.

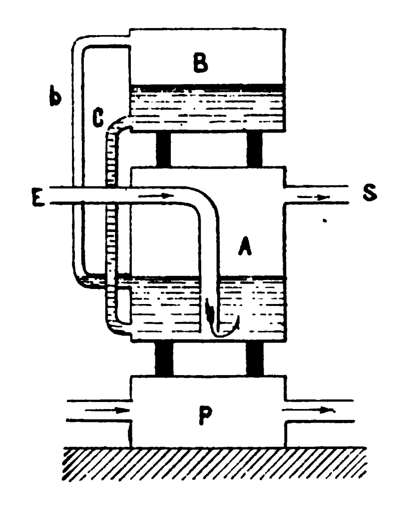


Schéma d'un carburateur à barboteur. (Tenting).
(G. Coupan. Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 15 Février 1902)

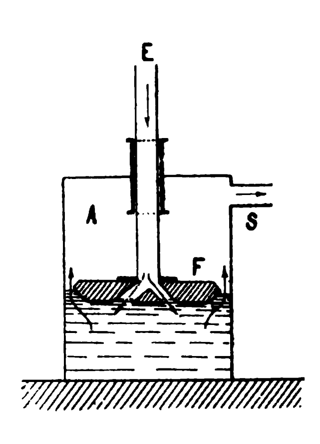
Fig. 74.

On peut, des carburateurs à barboteur, rapprocher les *carburateurs à léchage* dans lesquels l'air, sans pénétrer dans le liquide, en lèche la surface libre sur une assez grande étendue.

A ce type appartient le carburateur à léchage de Dion, qu'on rencontre encore sur beaucoup de motocycles.

Ce carburateur est construit de la manière suivante. Dans la caisse métallique C, qui sert de réservoir d'essence, celle-ci se trouve jusqu'à un certain niveau (*fig.* 76). L'air extérieur destiné à être chargé de carbure entre en E par une cheminée mobile TT' qui coulisse dans un manchon et peut être plus ou moins levée. Cette cheminée se termine par une plaque de laiton P ayant une section semblable à celle de la caisse; cette plaque

vient former toit au-dessus de l'essence ; l'air se répand sous cette plaque, lèche le liquide et remonte le long des parois chargé de vapeurs d'essence. La plaque P devant être maintenue à une distance de 1 centimètre environ au-dessus du liquide, plus on verse d'essence dans le récipient, plus la cheminée mobile doit être tirée au dehors. Un flotteur F, porté par une tige qu'à dessein nous avons fait dépasser en S, indique le niveau du liquide dans le récipient. En réalité, le réservoir carburateur est plein lorsque la cheminée étant haussée à son maximum, la tige du flotteur est parvenue à 1 centimètre au-dessous de l'orifice.



Carburateur à barboteur Durand.
(G. Coupan. Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 15 Février 1902.)

Fig. 75.

A la partie supérieure du carburateur sont fixés deux robinets cylindriques accolés et horizontaux ; sur la figure 76, on voit en 6 et 7 les manettes de commande de ces deux robinets, en 4 et 5 les boisseaux, en 2 l'entrée de l'air extérieur, en 1 l'entrée de l'air carburé venant du carburateur, en 3 l'ouverture faisant communiquer le carburateur avec le tuyau A amenant au moteur le mélange tonnant convenable. En regardant la figure 76, on voit qu'en tournant la manette 6 de manière à amener plus ou moins l'une des ouvertures du boisseau 4 en face de l'ouverture 2 communiquant avec l'air extérieur, on fait varier en sens contraire la position relative de l'autre ouverture du boisseau 4 par rapport à l'ouverture 1 communiquant avec le carburateur, c'est-à-dire que plus on ouvre l'arrivée de l'air extérieur par l'ouverture 2, plus on ferme l'accès par l'ouverture 1 de l'air chargé d'essence. On peut, de cette manière, régler d'une façon convenable le dosage du mélange d'air et de vapeur d'essence.

Ce mélange tonnant passe alors dans le second robinet 5 qui, par l'ouverture 3 et le tube A, communique avec l'intérieur du moteur. En tournant plus ou moins la manette 7, on peut admettre dans le cylindre une plus ou moins grande quantité de mélange tonnant.

Les carburateurs à léchage tels que celui que nous venons

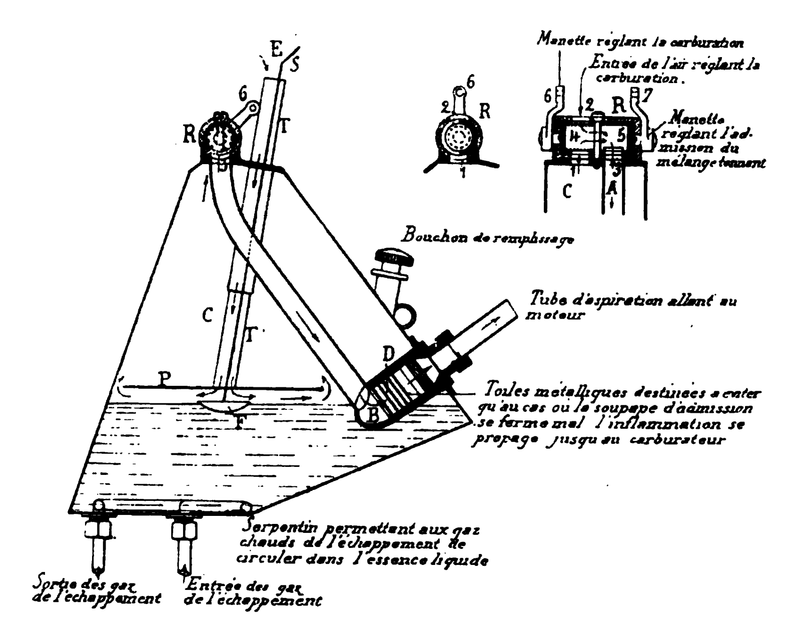


Fig. 76.

de décrire sont, en réalité, des générateurs de mélange tonnant gazeux envoyant au moteur ce mélange tout préparé et convenablement dosé avant son entrée dans le tuyau d'aspiration; en effet, comme nous l'avons vu en décrivant le carburateur de Dion, le conducteur du tricycle peut, au moyen de la manette 6, arriver à obtenir le mélange convenable d'air et de vapeur d'essence. Un réglage du moteur analogue à celui de la machine à vapeur, c'est-à-dire par étranglement de l'admission, semble donc indiqué, et en effet ce mode de régulation donne les meilleurs résultats.

Mais le carburateur à léchage ne peut être employé que pour les moteurs dont la puissance ne dépasse pas deux chevaux; au delà, ce genre de carburateur doit être abandonné parce qu'on est obligé de lui donner des proportions colossales pour qu'il demeure capable de fournir des volumes de gaz suffisants.

En outre, la composition du mélange tonnant formé dans le carburateur lui-même n'est pas invariable; elle est corrélative de la volatilité de l'essence qui, indépendamment des différences originelles, se modifie au fur et à mesure de l'évaporation dans le carburateur; elle varie aussi avec la pression, l'état hygrométrique et la température de l'air ambiant aspiré dans le carburateur et enfin avec le degré plus ou moins grand de l'agitation produite par les cahots de la voiture dans le bain liquide.

On voit donc que, si l'on veut envoyer dans le moteur un mélange tonnant de composition sensiblement invariable, on est assujetti à un réglage souvent répété de la carburation. Enfin, on peut dire que seule une grande habitude permet de produire une carburation convenable et d'approcher pour le mélange gazeux introduit dans le moteur de la composition qui convient à une explosion se produisant dans des conditions qui se rapprochent des conditions théoriques.

Aussi les conducteurs se sont-ils astreints, dans ces dernières années, à réduire au minimum la sujétion du réglage de la carburation et à faire en sorte que le moteur se donne en quelque sorte à lui-même un mélange de composition constante dans les proportions qui conviennent à son allure. Les carburateurs qui tendent à remplir ces conditions sont des carburateurs à distribution mécanique et les carburateurs à giclage que nous allons maintenant étudier.

II. Carburateurs a distribution mécanique. — Dans les carburateurs à distribution mécanique, on assure la fixité de composition du mélange tonnant en injectant, dans l'air aspiré par le piston, une quantité constante de combustible; cette proportion de carburant, qui est déterminée expérimentalement,

ne peut être modifiée que par une manœuvre spéciale dépendant du conducteur de la voiture.

Carburateur Brouhot. — La figure 77 montre l'ensemble de cet appareil, composé d'un distributeur mécanique et du carburateur proprement dit, que relie le tube t[1].

Le distributeur est animé périodiquement, au moment où l'aspiration va se produire, d'un mouvement vertical de haut en bas, sous l'influence du mécanisme général de distribution du moteur et par l'intermédiaire de la tige T. Ce distributeur est formé d'un tube D, plongeant par sa partie inférieure dans le liquide combustible qui garnit le fond du réservoir A; à l'intérieur du tube T est une tige K portant un petit piston p qui détermine au bas du tube une cavité dont on peut augmenter ou diminuer la capacité en remontant ou en abaissant le piston. La tige K traverse le piston et son extrémité arrive au niveau du bord inférieur de D; elle est reliée par son autre extrémité à la tige T dont elle suit le mouvement; un ressort à boudin V, s'appuyant sur un écran G solidaire de K et sur

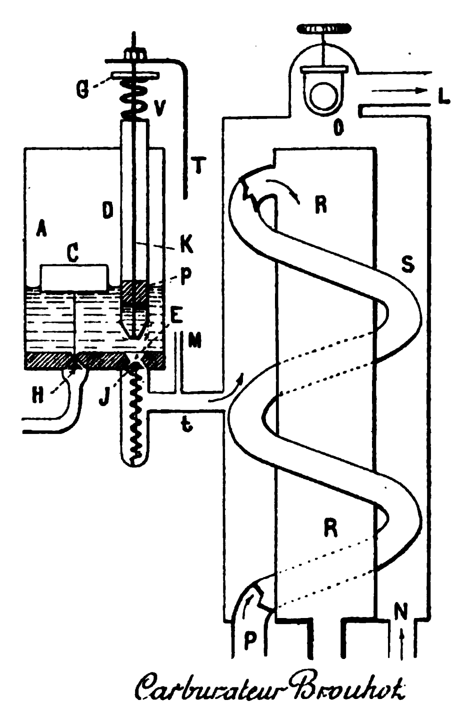


Fig. 77.

1. G. Coupan, *Moteurs à explosions et, plus spécialement, moteurs à alcool* (*Bulletin de la Société des Agriculteurs de France*, 34e année, 15 mars 1902, p. 368).

le bord supérieur du tube D, entraîne ce tube lorsque K monte ou descend sous l'influence de T. Sur la figure 77, le distributeur est représenté au moment où il va entrer en action; la cavité déterminée au bas du tube D par le piston *p* est remplie de liquide. Lorsque la tige T s'abaisse, au début de l'aspiration, elle entraîne la tige K et, par l'intermédiaire du ressort V, le tube D; celui-ci s'applique bientôt contre le bord de la cuvette E, ménagée dans le fond du réservoir A, et fermée par la soupape à ressort J. A ce moment, le combustible enfermé dans la partie inférieure du tube D est complètement isolé du liquide qui environne ce tube; la tige T continuant son mouvement, K s'abaisse de plus en plus en tendant le ressort V et son extrémité inférieure repousse la soupape J; le combustible contenu dans le tube distributeur s'échappe dans le conduit *t* pour gagner le carburateur. Lorsque la tige T remonte, la soupape J se ferme, puis le tube D se soulève et une nouvelle charge de combustible pénètre à son intérieur.

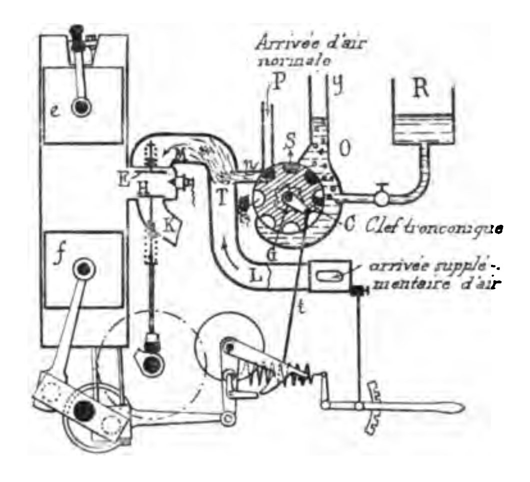
Pour obtenir une distribution régulière, il est nécessaire que le niveau du liquide dans le réservoir A reste le même pendant toute la durée du fonctionnement; aussi l'arrivée du combustible dans ce réservoir est-elle réglée par la soupape H, que le flotteur C ferme dès que le niveau nécessaire est atteint.

Le carburant dosé par le distributeur pénètre dans le carburateur par le conduit *t*; il se mélange auparavant avec une très grande quantité d'air admise par l'orifice M et qui facilite son évaporation; il tombe sur les spires médianes d'un serpentin S, réchauffé par les gaz de l'échappement, reçoit ensuite une nouvelle quantité d'air aspiré par N et sort enfin par L, où il peut être mélangé d'air froid arrivant par le registre O. Les gaz d'échappement pénètrent par P, remontent le serpentin S et sont expulsés par le manchon R.

Ce carburateur peut fonctionner indifféremment avec l'alcool pur. l'alcool carburé ou l'essence, il marche même avec du pétrole lampant ou de l'huile de schiste; dans ce dernier cas, on échauffe le serpentin en opérant la mise en marche avec

un hydrocarbure volatil et, au bout de quelques minutes, on substitue le second carburant au premier.

Carburateur Gobron-Brillié. — Le distributeur Gobron-



Vue de l'ensemble du moteur Gobron-Brillié

(Voir fig. 58, les détails de la régulation).

(E. Brillié. Automobiles et Moteurs. Bulletin de la Société d'encouragement pour l'Industrie Nationale. 31 Août 1902)

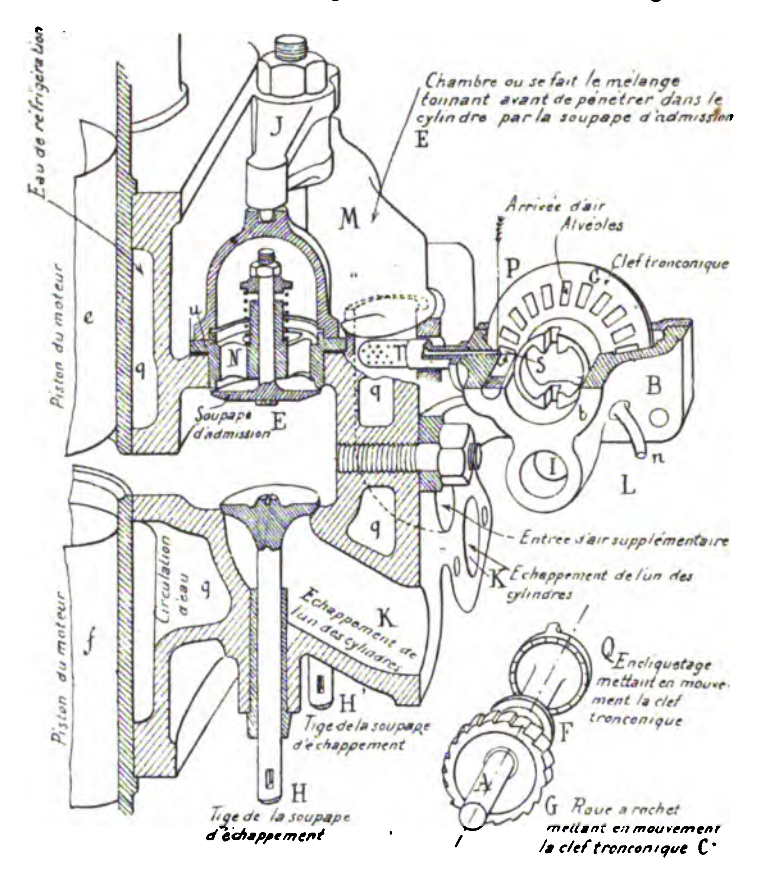
Légende

e. f, pistons qui se meuvent dans le cylindre en s'écartant ou se rapprochant l'un de l'autre;
H.E, soupapes d'échappement et d'admission;
S, alvéoles de la clef tronconique C;
T, tube terminé par une crépine;
y, conduit par lequel s'échappe l'air contenu dans les alvéo.

Fig. 78.

Brillié (*fig.* 78 et 79) se compose d'une clé tronconique C (que l'on aperçoit en coupe dans la figure 78 et en projection dans la figure 79), dont la périphérie est garnie d'alvéoles S dont la capacité a été calculée de façon à carburer normalement le volume d'air aspiré par le moteur. La clé C est entraînée

dans un mouvement de rotation autour de son axe par une roue à rochet G et un cliquet relié au mécanisme général de



Coupe perspective du moteur Brillié

(E. Brillié Automobiles et Moteurs. Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie Nationale 31 Août 1902)

Fig. 79.

distribution par la tige *t* (voir les figures 72, 73 et 78). Le combustible provenant du réservoir R s'accumule dans une

cuvette O qui entoure partiellement la clé. Au moment de l'aspiration, qui a lieu à l'instant où les deux pistons *e* et *f* s'éloignent l'un de l'autre dans le cylindre, le cliquet fait tourner la clé de la quantité correspondant à l'écartement des alvéoles et présente l'une de celles-ci devant le tube *p* branché sur le conduit d'arrivée d'air P et terminé par une crépine T. L'aspiration qui s'exerce par M produit une succion énergique qui vide l'alvéole en pulvérisant dans le conduit M le liquide contenu dans cette alvéole ; le mélange s'effectue dans l'espace M qui précède la soupape d'admission.

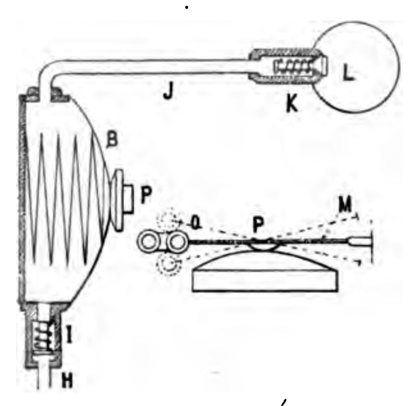
Comme le fait remarquer M. G. Coupan, dans l'article que nous avons déjà eu plusieurs fois l'occasion de citer, il faudrait, pour un moteur déterminé, autant de clés différentes que de carburants distincts, puisque la capacité des alvéoles doit être en rapport avec la composition du liquide volatil ; mais pratiquement en calculant les alvéoles à raison de 105 à 110 millimètres cubes par litre d'air aspiré, on obtient une bonne carburation avec l'essence ou l'alcool carburé à 50 0/0.

Outre l'ouverture constante d'air P, le carburateur possède une valve mobile au moyen d'un levier qui se déplace sur une crémaillère (*fig.* 78). En ouvrant plus ou moins cette valve suivant que la vitesse augmente ou diminue, on incorpore plus ou moins d'air à la masse de liquide contenue dans les alvéoles et dont le moteur opère la succion.

Carburateur Vilain. — Dans le carburateur Vilain[1], le distributeur est formé d'une pompe aspirante et foulante, dont la course peut être réglée à volonté, et qui injecte dans le conduit d'aspiration la quantité nécessaire de combustible. La pompe est constituée par un tambour métallique (*fig.* 80) dont une des faces B, mince et élastique, est comprimée périodiquement par un poussoir P relié à l'arbre de distribution du moteur et revient à sa position première, sous l'effet d'un ressort intérieur lorsque la compression cesse. Deux tubes H et J aboutissent à ce tambour ; H le relie au réservoir de com-

1. G. Coupan, *loc. cit.*, p. 371.

bustible, J au conduit L d'aspiration. Supposons le tambour plein de liquide ; quand le poussoir agit sur la face B, la soupape K se soulève et une certaine quantité de liquide, proportionnelle au déplacement du poussoir, est injectée et pulvérisée en L ; quand le poussoir revient en arrière, la face B reprend sa position primitive, la soupape I s'ouvre et laisse rentrer une nouvelle quantité de combustible pour remplir à nouveau le tambour. Pour faire varier la course du poussoir, on relie ce dernier à un levier M dont le point fixe O peut être éloigné ou rapproché du tambour ; la course de la bielle qui actionne ce levier étant constante, l'action du poussoir P est d'autant plus prolongée que le point fixe est plus rapproché du tambour.



Carburateur Vilain.
(G. Coupan. Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 16 Mars 1902)

Fig. 80.

III. Carburateurs a gicleur. — Les carburateurs qui sont actuellement les plus employés sont les carburateurs à gicleur. Après avoir indiqué en quoi consistent ces carburateurs, nous verrons s'ils remplissent les conditions que nous avons indiquées au commencement de cette étude de la carburation ; nous décrirons enfin plusieurs carburateurs récents qui semblent répondre à ces diverses conditions, le carburateur construit par le commandant Krebs, directeur de la maison Panhard et Levassor ; le carburateur Chenard et Walcker ; enfin le carburateur Sthénos.

Nous prendrons comme type de carburateur dit à gicleur ou à pulvérisation et à niveau constant, le *carburateur Longuemare.*

Carburateur Longuemare. — Le carburateur Longuemare,

représenté dans la figure 81, est composé de deux parties distinctes :

1° Le *niveau constant ;*

2° Le *carburateur à pulvérisation.*

1° *Niveau constant.* — Le *niveau constant* est obtenu au moyen du fonctionnement du flotteur B, du pointeau F et des leviers-bascules GG ; le tout est enfermé dans une boîte-métallique A fermée par un couvercle C.

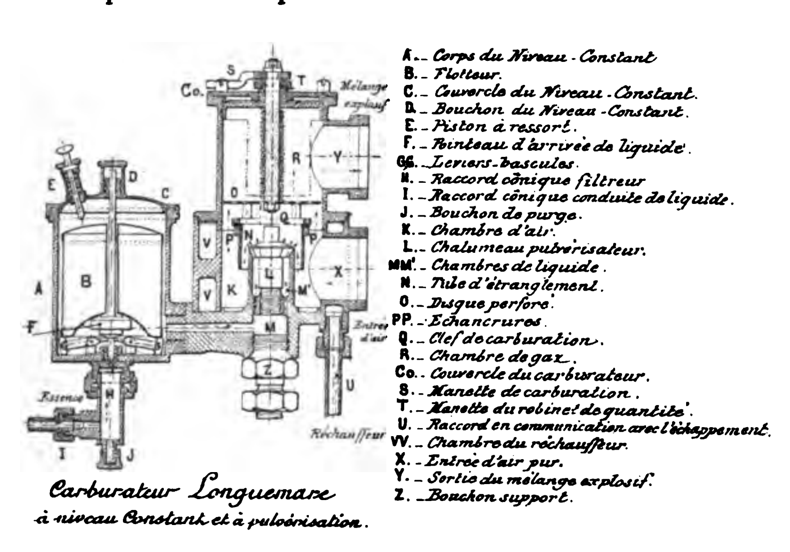


Fig. 81.

Le niveau constant communique avec le réservoir d'essence par le raccord I.

2° *Carburateur à pulvérisation.* — Le *carburateur à pulvérisation* se compose d'un chalumeau pulvérisateur L, d'un tube étrangleur N, d'une clé de carburation Q, d'un robinet de quantité de gaz et d'un réchauffeur ; le tout est contenu dans une boîte métallique fermée par un couvercle C_0.

Le carburateur est relié au niveau-constant par une attache vissée et soudée.

Le carburateur communique avec l'air extérieur par la bride X, et avec le moteur par la bride Y.

L'évaporation de l'essence absorbant de la chaleur, le carburateur est muni d'un réchauffeur utilisant la haute température des gaz de l'échappement. A cet effet un tube métallique est fixé d'un côté à un des raccords du réchauffeur et, de l'autre côté, au tube d'échappement. Un robinet est placé sur cette conduite pour admettre une quantité plus ou moins grande de gaz chauds selon la température et le refroidissement produit et de manière à maintenir le corps du carburateur à une température de 15 à 30° C. Les gaz d'échappement utilisés s'échappent par l'autre raccord.

Le tube qui conduit l'air dans le carburateur doit aboutir contre une partie chaude du moteur : ailettes, tubes d'échappement ou brûleur, toutes les fois que le carburateur est exposé directement dans un courant d'air violent (comme dans les motocycles, voitures légères, etc...) sans être protégé par une enveloppe ou une carrosserie quelconque, comme dans les voitures. Dans ce dernier cas, il est surtout bon de s'attacher à n'aspirer que de l'air pur à l'extérieur de la carrosserie et, autant que possible, à l'abri de la poussière.

Enfin le tuyau qui relie le carburateur au moteur par la bride ou raccord Y peut avoir de $0^m,10$ à $0^m,50$ de longueur, sans coudes brusques.

Fonctionnement du carburateur. — Voici comment fonctionne ce carburateur.

a) *Niveau constant.* — Le niveau-constant est mis en communication avec le réservoir d'alimentation au moyen du raccord conique I. Le liquide pénètre dans le raccord filtreur H où les impuretés sont arrêtées par une toile métallique fixée à la partie supérieure et peuvent être ensuite expulsées par le bouchon de purge J.

Le corps du niveau constant A étant supposé vide, le flotteur B appuie sur l'extrémité de chacun des leviers-bascules GG qui, oscillant sur leurs pivots, soulèvent la masse F et, en même temps, la tige du pointeau. Un petit orifice se trouve alors découvert et le liquide pénètre alors librement dans le corps A du niveau constant.

Lorsque le liquide est arrivé en quantité suffisante, le flotteur B est soulevé à son tour et cesse d'appuyer sur les leviers-bascules GG. La tige du pointeau, agissant par son poids et celui de la masse F, entraîne à ce moment les leviers-bascules GG et vient fermer hermétiquement l'arrivée du liquide. Celui-ci pénètre ensuite, par un petit canal, dans la chambre M, puis dans la chambre M'.

Le poids du flotteur et l'ensemble de l'appareil sont construits de telle sorte que le niveau du liquide s'établit dans la chambre M' à quelques millimètres au-dessous de sa partie supérieure. Lorsque, par suite du fonctionnement du moteur, le niveau vient à baisser dans la chambre M', il baisse également dans le corps A ; le flotteur suit le mouvement du liquide et vient à nouveau appuyer sur les leviers-bascules pour rétablir un niveau convenable et ainsi de suite.

b) *Carburateur à pulvérisation.* — La chambre M' est fermée à sa partie supérieure par un chalumeau pulvérisateur L, dont la tête de forme tronconique est entaillée par des rainures destinées à laisser le liquide jaillir en jets pulvérisés. Les rainures sont toujours assez fines pour pulvériser le liquide, leur nombre varie suivant la quantité de gaz à fournir.

La clé de carburation Q est maintenue par la pression d'un ressort à boudin contre un épaulement circulaire ménagé à l'intérieur du corps du carburateur. Le mouvement de rotation imprimé à la clé Q par la manette S et la tige qui les relie permet de couvrir ou de découvrir à volonté les échancrures PP.

La clé de carburation maintient en même temps le tube d'étranglement N destiné à augmenter la vitesse du courant d'air autour du chalumeau.

La manette T commande une clé dont la partie pleine peut obstruer plus ou moins l'orifice de sortie Y. La course de chacune des manettes est marquée sur le couvercle C_0 par les lettres O et F.

Pour mettre le moteur en marche, on ferme la manette S marquée AIR (placer cette manette sur la lettre F) et on ouvre

en grand la manette T marquée GAZ (placer cette manette sur la lettre O). On imprime au moteur quelques mouvements de rotation en agissant sur les pédales pour les motocycles et sur la manivelle de mise en marche pour les voiturettes et les voitures.

Le déplacement du piston produit derrière lui un vide partiel qui se fait également sentir dans la chambre R du carburateur par l'intermédiaire de la tuyauterie et de l'orifice Y. L'air arrive alors brusquement par la bride X ; cet air ne trouve d'autre issue que l'espace annulaire compris entre le tube d'étranglement N et le chalumeau L. Cet air rencontre le liquide qui, par suite de la dépression produite par l'air qui passe, avec une grande vitesse, entre L et N, jaillit en pluie par chacune des rainures du chalumeau L. L'air aspiré et la pluie de liquide se mélangent intimement et le brassage est facilité par le passage du mélange au travers des orifices du disque perforé O. La chambre R se trouve alors remplie de gaz explosif qui est conduit au moteur par le raccord ou bride Y.

Dès que le moteur est en marche, on cherche le meilleur mélange en agissant sur la manette S.

Pour s'assurer que le liquide pénètre bien dans le corps du niveau-constant, on peut sentir le contact du flotteur, en appuyant légèrement sur la tige du piston à ressort E.

Pour faciliter la mise en marche du moteur, on peut également appuyer, pendant quelques secondes, sur la tige du même piston E. Cette manœuvre a pour effet de faire remonter le niveau du liquide dans la chambre M′.

Le carburateur que nous venons de décrire peut servir pour l'essence minérale ou l'alcool carburé.

Carburateur Longuemare pour alcool pur. — Quand il s'agit *d'alcool pur*, ce carburateur est légèrement modifié (*fig.* 82) ; l'enveloppe réchauffeur V règne sur toute la longueur du carburateur et les gaz d'échappement sortent à la partie inférieure par des orifices *a*. Au couvercle ordinaire du carburateur est substitué un couvercle à deux fonds ; le couvercle inférieur est

garni de grandes ailettes *d* et il est relié au fond supérieur par des pièces qui forment chicane. La dérivation des gaz de l'échappement arrivant par *p* circule tout d'abord entre les deux fonds autour des rainures-chicanes *ee* ; ces gaz échauffent fortement les aillettes *d*, puis se rendent par e_1 dans l'enve-

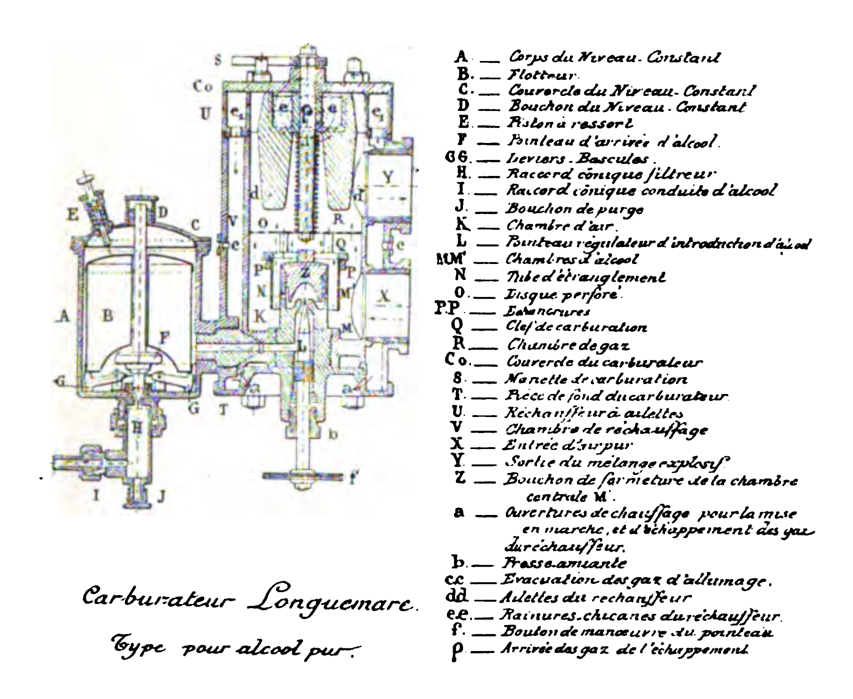


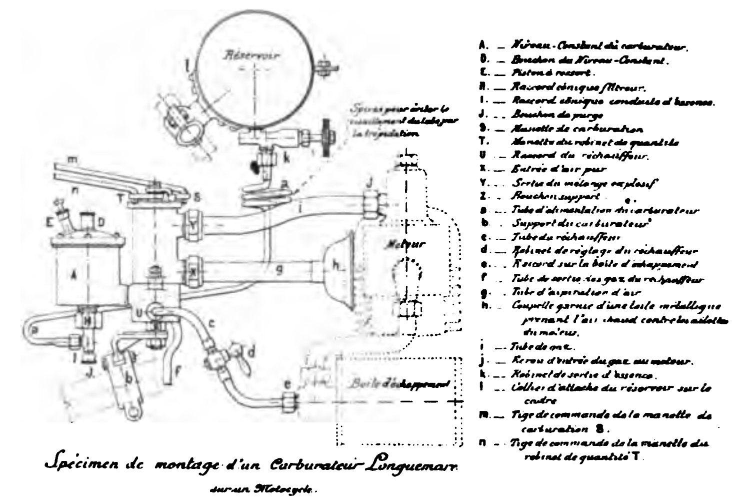
Fig. 82.

loppe V. Les aillettes *d* contribuent au brassage du mélange et surtout à son assèchement, point que les constructeurs considèrent comme très important, car en supprimant les gouttelettes liquides, on diminue l'attaque des soupapes par l'acide acétique provenant de l'oxydation de l'alcool. Enfin un pointeau L permet de régler l'arrivée de l'alcool.

Bien entendu, ce carburateur pour alcool pur peut être utilisé avec l'alcool carburé et l'essence minérale.

Lorsque le carburateur est alimenté par de l'*essence* ou de

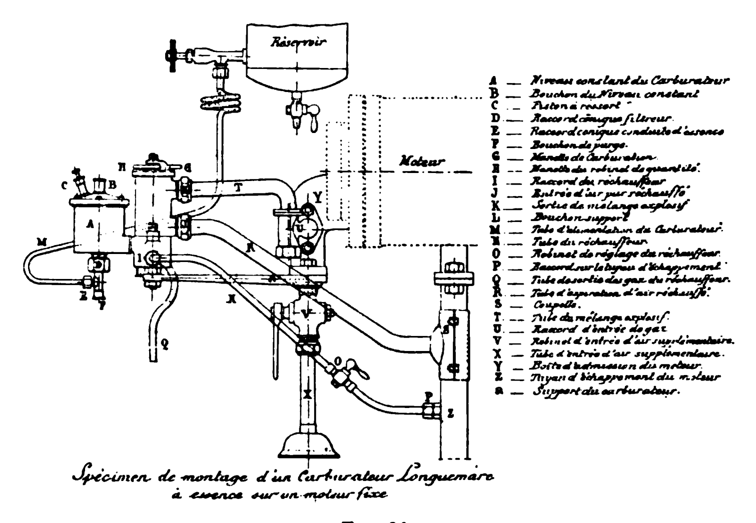
l'*alcool carburé*, la mise en marche du moteur se fait à froid comme d'habitude.



Spécimen de montage d'un Carburateur Longuemare sur un Motocycle.

Fig. 83.

Les orifices CC étant ouverts par la bague circulaire spécia-



Spécimen de montage d'un Carburateur Longuemare à essence sur un moteur fixe

Fig. 84.

lement disposée à cet effet, la manette de réglage S étant pla-

cée sur l'indication F (fermé) et la tige du pointeau L ayant été dévissée d'environ 1 tour et demi, on imprime au volant du moteur quelques mouvements de rotation.

Dès que les premières explosions ont lieu, on cherche le meilleur point de carburation en déplaçant la manette S que l'on doit amener vers le milieu de sa course, l'allumage se faisant avec peu d'avance.

Si la manette S ne pouvait pas être déplacée de cette quan-

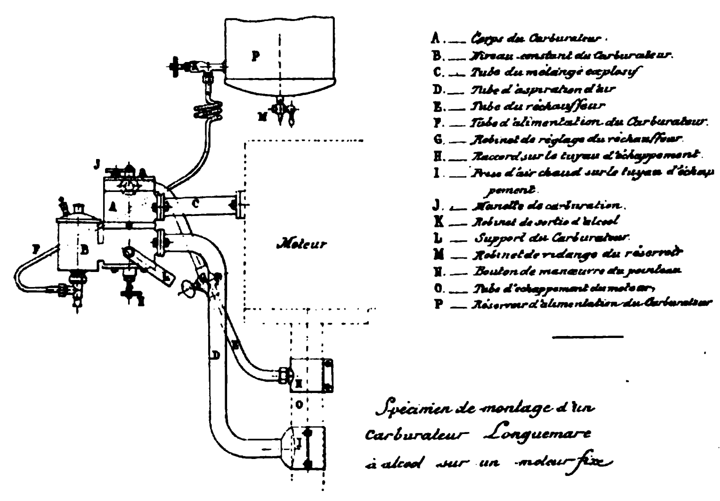


Fig. 85.

tité sans nuire à la bonne marche du moteur, il suffirait de dévisser un peu le pointeau L en agissant par la molette *f*. Si, au contraire, la manette S devait être déplacée davantage vers O (ouvert), il faudrait visser le pointeau L jusqu'à ce que la manette S puisse être ramenée vers le milieu de sa course.

En donnant plus d'avance à l'allumage, il est bon de pousser les manettes S vers O jusqu'au point où on juge que le moteur fournit son maximum de rendement.

Emploi d'alcool dénaturé ou alcool pur. Dans ce cas, il est utile de procéder à un chauffage préalable du carburateur. Un

tampon d'amiante imbibé d'alcool suffit pour porter le carburateur à une température convenable.

Les orifices CC étant découverts en déplaçant la bague indiquée plus haut, on place le tampon allumé sous la partie inférieure du carburateur; les gaz chauds pénètrent par les trous *aa* et s'échappent en CC. Le chauffage dure environ deux minutes.

La figure 83 nous montre le spécimen de montage d'un carburateur Longuemare sur un motocycle; la figure 84 représente le spécimen de montage sur un moteur fixe d'un carburateur Longuemare à essence, et la figure 85, le montage sur un moteur fixe d'un carburateur Longuemare à alcool.

Discussion des conditions de fonctionnement d'un carburateur a giclage. — Maintenant que nous savons en quoi consiste un carburateur à giclage, une question se pose immédiatement à nous. *Un tel carburateur remplit-il les conditions que nous avons indiquées au début comme devant présider à la construction d'un tel appareil?*

Il est certain que les deux premières conditions relatives à la pulvérisation du liquide et à son mélange intime avec l'air sont aussi bien remplies que possible. Mais il ne semble pas qu'il en soit de même des deux autres conditions. *La composition du mélange qui convient à la meilleure combustion ne reste pas constante quelle que soit l'allure du moteur.* C'est sur ce point que nous allons un peu insister.

Dans les carburateurs à pulvérisation, le giclage de l'essence et la rentrée de l'air nécessaire à la combustion de cette essence sont provoqués par la dépression produite dans le carburateur par le mouvement du piston dans le cylindre. Cette dépression varie comme la vitesse de ce mouvement ou comme le nombre de tours par minute; à une grande vitesse de rotation correspond une dépression notable dans le carburateur, et inversement.

Il semble, au premier abord, que la composition du mélange tonnant introduit dans le moteur est indépendante de la grandeur de cette dépression. En effet, si les ouvertures par les-

quelles arrivent l'air et l'essence ont une section invariable, il peut paraître exact de dire que, la dépression allant en croissant, la masse d'air et la masse d'essence aspirées augmentent dans une proportion telle que le rapport de ces deux masses reste le même.

Une telle proportion n'est approchée que si, avant de la mélanger à l'air, l'essence est réduite en vapeur dans un récipient spécial d'où elle sort par un ajutage pour se mélanger à l'air. En effet, désignons par δ_a et par δ_e les densités ou les masses des unités de volume d'air et de vapeur d'essence à la température de l'expérience et sous la pression qui règne dans le carburateur ;

Par S_a et S_e, les sections des orifices par lesquels passent ces gaz ;

Par v_a et v_e, les vitesses d'écoulement de ces deux gaz sous l'action d'une dépression H mesurée par exemple en millimètres d'eau ; les masses de gaz écoulées dans l'unité de temps sont représentées par les expressions

$$K_a \times S_a \times \delta_a \times v_a$$
$$K_e \times S_e \times \delta_e \times v_e,$$

en désignant par K_a et K_e des coefficients qui dépendent des formes des orifices au travers desquels s'écoulent les gaz considérés et auxquels on a donné le nom de *coefficients de contraction de la veine gazeuse*[1].

La composition du mélange introduit dans le moteur est donc représentée par le rapport :

$$\frac{K_a S_a \delta_a}{K_e S_e \delta_e} \times \frac{v_a}{v_e},$$

rapport qui doit garder une valeur constante, quelle que soit

1. Le coefficient de contraction de la veine gazeuse est en moyenne :
0,61 pour un orifice creusé en mince paroi ;
0,84 à la sortie d'un ajutage cylindrique ;
0,96 à la sortie d'un ajutage légèrement conique.
Si, d'autre part, nous désignons par P la pression de l'atmosphère exprimée en millimètres d'eau, δ_a et δ_e sont les masses de l'unité de volume d'air et de vapeur d'essence sous la pression P — H, de telle sorte que, si on désigne par Δ_a et Δ_e les

l'allure du moteur, c'est-à-dire quelle que soit la dépression. Or la vitesse d'écoulement d'un fluide est une fonction de la densité de ce fluide et de la différence de pression sous laquelle s'effectue l'écoulement, fonction dont la forme varie avec la nature du fluide et avec son mode d'écoulement[1]. Si l'on admet que pour les deux gaz étudiés, dont les propriétés sont voisines, l'écoulement se produit de la même manière, on peut considérer les vitesses d'écoulement v_a et v_e comme des fonc-

densités de l'air et de la vapeur d'essence sous la pression atmosphérique P à l'extérieur du carburateur, on a les relations

$$\delta_a = \Delta_a \cdot \frac{P - H}{P}, \qquad \delta_e = \Delta_e \cdot \frac{P - H}{P}.$$

1. Considérons un fluide en mouvement dans un canal et faisons sur ce mouvement les hypothèses suivantes :

1° Le régime permanent est établi (les variables qui définissent l'état du fluide sont indépendantes du temps);

2° L'écoulement se fait par tranches (la vitesse d'écoulement a la même grandeur en tous les points d'une même section normale; elle est perpendiculaire en chaque point à cette section);

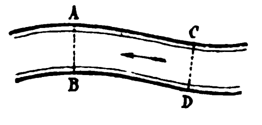


Fig. 86.

3° Le frottement du fluide contre les parois est nul.

A un instant donné, considérons une masse ABCD de ce fluide; soient φ_0 et φ_1 les vitesses du fluide en AB et en CD (*fig.* 86); p_0 et v_0 la pression et le volume spécifique en AB; p_1 et v_1 les valeurs de ces mêmes quantités en CD; U_0 et U_1, les énergies internes de l'unité de masse du fluide en AB et en CD; on a, en désignant par $\frac{dQ}{dm}$ la quantité de chaleur dégagée par l'unité de masse de ce système pendant le temps *dt*

$$E\,\frac{dQ}{dm} = E(U_0 - U_1) + g\,(Z_0 - Z_1) + (p_0 v_0 - p_1 v_1) + \frac{1}{2}\,(\varphi_0^2 - \varphi_1^2)$$

g, intensité de la pesanteur,
Z_0, distance verticale à un plan horizontal du centre de gravité de la section AB,
Z_1, distance verticale à un plan horizontal du centre de gravité de la section CD.

Si le fluide est *incompressible*, $\frac{dQ}{dm} = U_0 - U_1$ (Voir Poincaré, *Thermodynamique*, p. 160), et l'on a la formule donnée par Daniel Bernouilli en 1738

$$\varphi_1^2 - \varphi_0^2 = 2g\,(Z_0 - Z_1) + 2v\,(p_0 - p_1).$$

Si $\varphi_0 = o$ [AB représente la surface libre maintenue constante d'un liquide].

$$(\alpha) \qquad \varphi_1 = \sqrt{2g\,(Z_0 - Z_1) + 2v\,(p_0 - p_1)} = \sqrt{2\left[g\,(Z_0 - Z_1) + \frac{p_0 - p_1}{\delta}\right]}$$

v, volume spécifique, δ, densité du fluide.

Si le fluide est *un gaz parfait dont l'écoulement est isotherme*, on a la formule

$$\frac{dQ}{dm} = \frac{1}{E}\,\text{RT log. nép.}\,\frac{v_1}{v_0}$$

tions de la dépression H présentant la même forme. Si, de plus, on fait l'hypothèse que l'on peut écrire les relations

$$v_a = f(\delta_a) \times F(H)$$
$$v_e = f(\delta_e) \times F(H)$$

on voit que l'on trouve pour le rapport $\frac{v_a}{v_e}$ la relation

$$\frac{v_a}{v_e} = \frac{f(\delta_a)}{f(\delta_e)}$$

R, constante de l'équation des gaz parfaits :

$$(pv = RT);$$

T, température absolue.

D'après les propriétés des gaz parfaits, on a les égalités :

$$U_1 = U_0 \qquad \text{et} \qquad p_0 v_0 = p_1 v_1.$$

On peut donc écrire la formule

$$RT \text{ log. nép. } \frac{v_0}{v_1} = g(Z_0 - Z_1) + \frac{1}{2}(\varphi_0^2 - \varphi_1^2)$$

ou, en négligeant le poids de la colonne gazeuse de hauteur ($Z_0 - Z_1$), on trouve pour l'écoulement *isotherme* d'une masse gazeuse la formule

$$(\beta) \qquad \varphi_1 = \sqrt{2RT \text{ log. nép. } \frac{v_1}{v_0}} = \sqrt{2RT \text{ log. nép. } \frac{p_0}{p_1}}.$$

Supposons que la formule (β) soit applicable au cas étudié de l'aspiration par un moteur d'air d'une part et d'autre part de vapeur d'essence (*c'est là une hypothèse qui est bien peu vraisemblable*, les deux fluides étant le siège de mouvements tourbillonnaires), nous pouvons écrire en adoptant pour les vitesses d'écoulement de l'air et de la vapeur d'essence les notations v_a et v_e, les formules

$$v_a = \sqrt{2R_a \times T \times \text{log. nép. } \frac{P}{P-H}}, \qquad v_e = \sqrt{2R_e \times T \text{ log. nép. } \frac{P}{P-H}}$$

R_a et R_e étant des constantes qui dépendent des densités des deux gaz. La composition du mélange aspiré est alors donnée par la formule

$$\frac{K_a S_a \delta_a \sqrt{R_a}}{K_e S_e \delta_e \sqrt{R_e}}.$$

Cette composition est indépendante de la dépression H.

Si, de plus, on admet que la vitesse de giclage de l'essence liquide est donnée par l'équation (α) dans laquelle $Z_0 - Z_1 = o$ (*hypothèse encore plus invraisemblable que la précédente*), on a, pour la composition du mélange d'air et d'essence liquide,

$$\frac{K_a S_a \delta_a \sqrt{2R_a \times T \times \text{log. nép. } \frac{P}{P-H}}}{K_e S_e D_e \sqrt{2g \frac{H}{D_e}}}$$

D_e, densité de l'essence liquide dans les conditions de l'expérience.

On voit que la composition de ce mélange dépend de la dépression H. Mais on ne saurait trop faire remarquer que les hypothèses sur lesquelles sont fondés ces calculs ne sont certainement pas permises.

et, pour la composition du mélange introduit dans le moteur, la valeur

$$\frac{K_a S_a \delta_a f(\delta_a)}{K_e S_e \delta_e f(\delta_e)}.$$

Pour des ajutages d'écoulement de formes déterminées, ce rapport est indépendant de la dépression H, et par suite, de la vitesse de rotation du moteur.

Ainsi, moyennant les hypothèses que nous venons de faire, nous pouvons dire que si, sous l'action de la même dépression, de l'air et de la vapeur d'essence contenus dans des récipients séparés se mélangent avant d'entrer dans un moteur qu'ils alimentent et dont l'aspiration produit la dépression considérée, la composition du mélange ainsi formé est indépendante de la grandeur de la dépression H ou de la vitesse de rotation du moteur. Les carburateurs à léchage se trouvent remplir d'une manière approchée les conditions précédentes.

Mais il n'est plus possible de faire les hypothèses précédentes quand il s'agit d'un gaz comme l'air et d'un liquide comme l'essence. On ne peut supposer que, l'écoulement se faisant de la même manière pour les deux fluides, les vitesses d'écoulement dépendront de la même manière de la dépression H. Donc, dans le cas d'un carburateur à pulvérisation, la composition du mélange des deux fluides (air et essence), qui s'écoulent par les deux orifices de sections S_a et S_e, dépend essentiellement de la dépression H et, par suite, de la vitesse de rotation du moteur[1].

En effet, l'expérience montre que si, laissant constantes les sections S_a et S_e, on augmente la vitesse de rotation du moteur,

1. Dans la note qu'il a présentée à l'Académie des sciences (novembre 1902) sur le principe de son carburateur, M. le commandant Krebs écrit, pour la vitesse d'écoulement de l'air et pour la vitesse d'écoulement de l'essence hors de l'ajutage du gicleur, les formules :

$$\ldots \sqrt{2gH \frac{D}{\delta_a}}, \qquad v_e = \sqrt{2g \frac{D}{D_e}(H - h)}$$

... orrection introduite par la nécessité de tenir compte de ... retient le liquide contre le tuyau de l'ajutage. La com-

le mélange introduit dans le moteur devient de plus en plus riche en corps combustible. Si, pour une vitesse donnée, la composition du mélange est celle qui convient à une combustion complète, cette composition varie lorsque la vitesse s'accroît dans un sens tel que la proportion du corps combustible va en augmentant. Non seulement il se produit une combustion incomplète et une partie du combustible est rejetée à l'extérieur sans avoir produit de travail, mais encore l'excès même de ce combustible a pour effet de rendre le mélange

position du mélange formé dans le carburateur est donnée par la formule

$$\frac{K_a}{K_e} \times \frac{S_a}{S_e} \times \frac{\delta_a}{D_e} \times \frac{\sqrt{2gH\frac{D}{\delta_a}}}{\sqrt{2g(H-h)\frac{D}{D_e}}} = C$$

formule de laquelle on déduit la suivante

$$S_a = S_eC\sqrt{\frac{D_e}{\delta_a}}\sqrt{\frac{H-h}{h}} \times \frac{K_e}{K_a}.$$

M. Krebs admet que, lorsque le moteur tourne à sa plus faible vitesse, le rapport $\frac{K_e}{K_a}$ est égal à 1 et, qu'alors la section de l'orifice d'entrée de l'air, que l'on doit faire correspondre à la section S_e pour avoir un mélange de composition représentée par C, est donnée par la formule

$$\sigma_a = S_eC\sqrt{\frac{D_e}{S_a}}\sqrt{\frac{H_m-h}{h}},$$

H_m étant la dépression correspondant à la vitesse minimum du moteur.

A mesure que la vitesse de rotation du moteur augmente, la section de l'orifice d'entrée de l'air doit aller en augmentant (la section S_a restant constante); l'expérience montre que lorsque le moteur tourne à sa vitesse maxima, cette section S_a de l'orifice d'entrée de l'air est égale à environ $\frac{3}{2}\sigma_a$ ou à $\frac{\pi}{2} \times \sigma_a$. On doit donc écrire la formule

$$S_a = \sigma_a\left[\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{\varphi(H)}\right]$$

$\varphi(H)$ étant une fonction de H croissant indéfiniment avec H et α étant une constante telle que l'on ait

$$1 = \frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{\varphi(H_m)}.$$

Comme la vitesse d'écoulement de l'air à travers l'ajutage de section S_a est proportionnelle à $\sqrt{H}$, M. Krebs prend $\varphi(H) = \sqrt{H}$ et donne, pour calculer la grandeur de la section de l'orifice d'entrée de l'air qui convient à une valeur H de la dépression, c'est-à-dire à une allure déterminée du moteur, la formule

$$S_a = S_eC\sqrt{\frac{D_e}{\delta_a}}\sqrt{\frac{H-h}{h}}\left[\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{\sqrt{H}}\right].$$

moins explosible, de diminuer la pression produite par l'explosion.

Au contraire, si la vitesse diminue, le mélange formé dans le carburateur devient de moins en moins riche en corps combustible; en même temps, l'état dans lequel se trouve le mélange est tel que l'onde explosive s'y propage de plus en plus difficilement; il en résulte des combustions incomplètes ou même des ratés.

Ce sont ces variations dans la composition du mélange introduit dans le moteur qui expliquent la difficulté que l'on a quelquefois à faire démarrer une voiture. Supposons, en effet, une voiture prête à démarrer; le moteur débrayé est maintenu à son régime normal par son régulateur; il tourne par exemple à 700 tours. Le conducteur vient à embrayer; le moteur en charge tombe à 300 tours; il aspire non plus le mélange tonnant qui correspond à une bonne explosion et à une combustion complète, mais un mélange pauvre en essence; la pression due à l'explosion baisse rapidement, des ratés se produisent, la vitesse de rotation diminue et le moteur se cale. Si l'on veut démarrer avec certitude, il convient d'embrayer légèrement puis aussitôt de débrayer pour laisser le moteur reprendre de la vitesse, c'est-à-dire absorber de nouveau du mélange tonnant convenable, enfin de répéter cette série d'opérations un certain nombre de fois jusqu'à ce qu'on ait pu obtenir le démarrage.

Pour conserver une composition constante au mélange introduit dans le moteur quelle que soit l'allure de celui-ci, les constructeurs ont disposé des orifices supplémentaires d'arrivée d'air que le conducteur régit à la main ou que le moteur lui-même commande. Ce sont les échancrures désignées par les lettres PP dans les figures 81 et 82 représentant le carburateur Longuemare; Georges Richard et Mors emploient un dispositif automatique mis en mouvement par le moteur[1]. Mais toutes ces solutions, si ingénieuses soient-elles, sont approxi-

1. *Carburateur Mors* (*fig.* 87). — Un niveau constant R fournit de l'essence à un mélangeur cylindrique B. Ce mélangeur est séparé en deux par une

matives. Le mélange introduit dans le moteur a-t-il réellement la composition qui convient à la combustion complète ou aux meilleures conditions de l'explosion? C'est ce que ces dispositifs ne permettent pas d'affirmer.

Sur l'initiative du commandant Krebs, la maison Panhard et Levassor vient de construire un carburateur à réglage automatique qui permet d'introduire dans un moteur marchant à une allure quelconque un mélange tonnant, dont la composition constante est celle qui répond aux meilleures conditions d'utilisation.

Considérons un moteur tournant à sa vitesse minima et supposons que nous ayons déterminé par une théorie approchée et par l'expérience quel est le rapport des sections $\frac{S_a}{S_e}$ des orifices

cloison verticale *c* qui le divise en deux chambres E et D portant deux fenêtres distinctes G et F.

Ces fenêtres sont ouvertes ou fermées simultanément par un seul obturateur cylindrique extérieur H mis en mouvement par le régulateur. La chambre D seule reçoit de l'essence par le gicleur J.

Au moment de l'aspiration, l'air entrant par F se carbure et va se mélanger au delà de la cloison *c* à l'air pur fourni par G. Si les ouvertures F et G sont convenables, le mélange est bien dosé. Mais, si le moteur ralentit, la dépression diminue. A ce moment le régulateur agit sur le levier L pour faire tourner l'obturateur H en fermant à la fois les deux fenêtres F et G. Le profil de ces fenêtres a été calculé de telle façon que, dans chaque position de l'obturateur, correspondant à une certaine vitesse du moteur, les quantités d'air entrant de part et d'autre donnent avec l'essence un mélange de composition convenable.

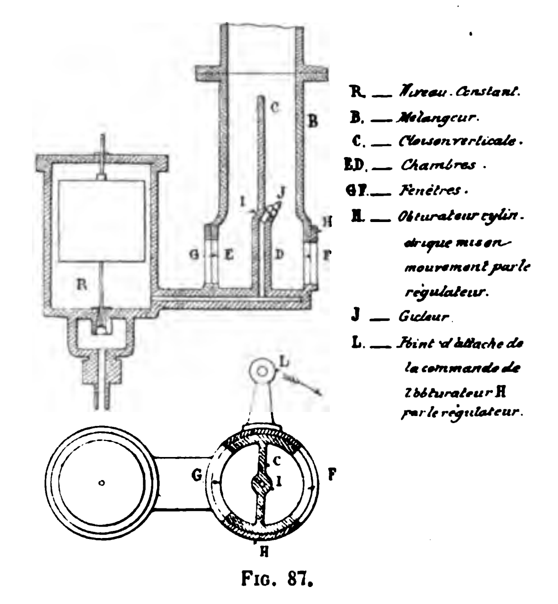


FIG. 87.

d'entrée de l'air et de l'essence qui, avec ce nombre de tours, c'est-à-dire avec la dépression produite, convient à la composition du mélange correspondant aux meilleures conditions de l'explosion[1].

Laissons constante la section de l'ouverture S_e d'arrivée de l'essence et augmentons la vitesse de rotation de la machine. La dépression dans le carburateur croissant avec cette vitesse de rotation, il est nécessaire, pour conserver au mélange formé dans le carburateur une composition constante, de faire croître la section S_a de l'arrivée de l'air suivant une loi bien déterminée. Si on désigne par σ_a la section constante d'arrivée d'air qui correspond à la vitesse minima de rotation de la machine et par σ'_a une section dont la grandeur est variable avec le régime du moteur, on peut écrire que la section totale S_a d'arrivée d'air est la somme des deux sections σ_a et σ'_a.

$$S_a = \sigma_a + \sigma'_a \text{ [2]}.$$

La section σ_a part de zéro et va en croissant à mesure que la vitesse de rotation augmente. La loi de cette variation a été

1. D'après M. Krebs (voir note ci-dessus), cette section est celle que nous avons appelée σ_a, et qui est telle que l'on a :

$$\sigma_a = S_e C \sqrt{\frac{D_e}{\delta_a}} \sqrt{\frac{H_m - h}{h}}.$$

Cette formule permet de déterminer la correction h ; il suffit de faire tourner le moteur à sa vitesse minima et de mesurer H_m au moyen d'un manomètre à colonne d'eau communiquant avec la chambre d'aspiration. L'expérience a donné $h = 21$ millimètres d'eau pour $H_m = 36$ millimètres d'eau ; c'est cette valeur de h que l'on suppose constante et que l'on introduit dans la suite des équations.

2. La quantité S_a est une fonction de la dépression H. On peut donc écrire la formule

$$S_a = f(H) = f[H_m + (H - H_m)]$$

ou, en développant par la formule de Taylor et négligeant les puissances de $(H - H_m)$ supérieures à la première

$$S_a = f(H_m) + (H - H_m)\left[\frac{df(H)}{dH}\right]_{H = H_m} = \sigma_a + (H - H_m)\left[\frac{df(H)}{dH}\right]_{H = H_m}.$$

M. Krebs écrit que l'on a

$$a = (H - H_m)\frac{dS_a(H)}{dH};$$

il construit dans le plan $S_a O H$ la courbe des valeurs que prend $\frac{dS_a(H)}{dH}$ quand H

déterminée par M. le commandant Krebs, au moyen d'une théorie approchée corrigée par des essais convenables; il est parvenu à trouver pour l'orifice supplémentaire d'arrivée d'air la forme représentée par la figure 88.

Imaginons qu'un tiroir, recouvrant d'abord complètement l'orifice représenté par la figure 88, se meuve dans le sens de la flèche f. L'un des bords extérieurs de ce tiroir coïncidant d'abord avec a_1b_1, vient peu à peu prendre les positions a_2b_2, a_3b_3, a_4b_4,... $a_1'b_1'$. Ce bord extérieur étant en a_2b_2, le tiroir découvre une ouverture dont la section est $a_1b_1\alpha_1\beta_1$; dans la position a_3b_3, l'ouverture découverte est $a_1b_1\alpha_2\beta_2$; dans la position a_4b_4, l'ouverture découverte est $a_1b_1\alpha_3\beta_3$... Les ouvertures $a_1b_1\alpha_1\beta_1$, $a_1b_1\alpha_2\beta_2$, $a_1b_1\alpha_3\beta_3$,... sont les valeurs successives que doit prendre σ_a pour que le mélange formé dans le carburateur et introduit dans le moteur ait la composition constante qui convient à la combustion complète.

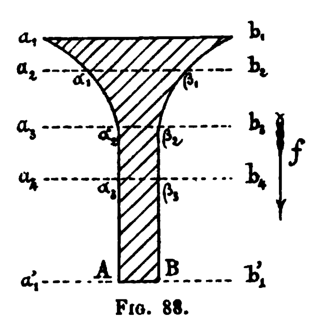


Fig. 88.
Forme de l'orifice variable.

Telle est l'idée fondamentale du carburateur Krebs.

Carburateur Krebs. — Dispositif de commande automatique du tiroir qui découvre des orifices supplémentaires de plus en plus grands. — Il s'agit maintenant de savoir quel est le dispositif

varie à partir de H_m. En adoptant les hypothèses énoncées plus haut, on a la double égalité

$$S'_a(H) = \frac{dS_a(H)}{dH} = \frac{S_e C \sqrt{\frac{D_a}{\delta_a}}}{2H\sqrt{H-h}} \left[\frac{\frac{\pi}{2} h}{\sqrt{H}} - \frac{\alpha(2h-H)}{H} \right].$$

L'aire σ_a est dès lors l'aire comprise entre cette courbe $S'_a(H)$, l'ordonnée H_m, l'axe OH et une ordonnée H.

Nous avons énoncé les nombreuses hypothèses sur lesquelles est fondée la théorie du carburateur de M. Krebs; il est permis de penser que la grande habileté des expérimentateurs a fait plus que cette théorie pour parvenir à trouver les formes convenables de la section de l'orifice invariable de rentrée de l'air et de celle de l'orifice variable d'air additionnel.

mécanique qui permet de commander automatiquement le tiroir découvrant des orifices supplémentaires de plus en plus grands à mesure que la vitesse de rotation du moteur augmente.

Jusqu'ici la plupart des constructeurs chargent le régulateur de faire lui-même à chaque instant l'addition d'air supplémentaire. Mais, comme le fait bien remarquer M. Baudry de Saunier, ce mode de commande ne répond pas au but que l'on se propose.

En effet, supposons que le régulateur soit chargé à la fois d'obturer ou d'ouvrir la tuyauterie d'aspiration et d'obturer ou d'ouvrir la fenêtre d'air additionnel; il conduit alors une seule et même tige qui guide deux tiroirs cylindriques, par exemple. Or ces deux fonctions, rendues ainsi solidaires, ne sont pas toujours correspondantes : elles peuvent même être inverses l'une de l'autre ; dans ce cas, le régulateur ouvre en grand l'arrivée additionnelle d'air alors que les conditions de la marche et d'une carburation exigeraient que cet orifice restât entièrement clos.

Pour mieux faire comprendre cette opposition entre les deux fonctions du régulateur, prenons l'exemple suivant cité par M. Baudry de Saunier dans son remarquable article sur *le Carburateur Krebs*[1].

Considérons un moteur qui dépasse sa vitesse de régime; le régulateur fonctionne et, en obturant l'admission, ramène le moteur à sa vitesse primitive. En même temps le régulateur fait mouvoir le tiroir qui ouvre plus ou moins l'orifice d'entrée de l'air.

Or l'orifice additionnel d'entrée de l'air et la vanne d'admission doivent être ouverts d'autant plus que la vitesse de rotation est plus grande et inversement; les deux organes mus par le régulateur doivent donc toujours fonctionner dans le même sens. C'est cette disposition inévitable qui rend défectueuse l'idée du réglage de la carburation par le régulateur.

1. L. Baudry de Saunier, *le Carburateur à réglage automatique Panhard et Levassor* (*Locomotion*, 2e année, n° 65, p. 817).

En effet, embrayons la voiture sur le moteur. Celui-ci, au lieu de faire 800 tours normaux, n'en fait plus que 400. Le régulateur laisse l'aspiration ouverte à son maximum, mais il laisse en même temps ouverte en grand la fenêtre d'air additionnel. La dépression étant faible, il en est de même du giclage de l'essence ; l'air entre en trop grande quantité, le mélange introduit dans le moteur est trop pauvre ; des ratés se produisent, le moteur perd de sa puissance et souvent se cale.

Aussi, les propriétaires de moteurs dans lesquels les boules opèrent à la fois la régulation et la carburation, usent-ils toujours d'expédients pour mettre en route leur moteur et leur voiture. Pour lancer le moteur, ils ferment presque complètement l'aspiration ; ils aspirent alors lentement dans le cylindre dont le piston est mû à la main, un mélange riche qui, à cause de cette lenteur, remplit tout de même le cylindre. Pour démarrer la voiture, ils ont soin d'emballer le moteur à vide avant d'embrayer, afin que l'effort de démarrage ne le fasse pas tomber au-dessous du nombre de tours où la pleine ouverture d'entrée d'air additionnel est normale.

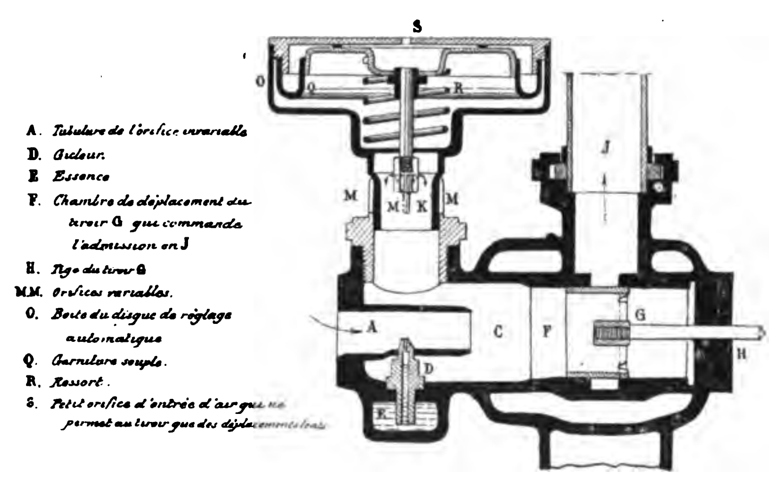
Il n'est donc pas bon de confier au régulateur la double fonction de commander à la fois la régulation et la carburation. Il est préférable de séparer ces deux fonctions et de confier le réglage de la carburation à la *dépression même* produite dans le carburateur par le mouvement du piston dans le cylindre.

Si la vitesse de rotation du moteur est grande, il en est de même de la dépression qui produit alors une grande ouverture de l'orifice d'air additionnel. Inversement, une faible vitesse de rotation donnant une faible dépression, correspond à une ouverture nulle ou très petite de l'orifice d'air additionnel. Si le moteur tend à dépasser une vitesse de régime, le régulateur obture l'admission, diminue la dépression dans le carburateur ; celle-ci, à son tour, réduit l'ouverture de l'orifice d'entrée d'air additionnel. Enfin, au démarrage, le moteur tournant lentement, le régulateur laisse ouvert en grand l'orifice d'aspiration ; mais la dépression étant très petite à vitesse

aussi faible, l'orifice d'air additionnel demeure clos et une rentrée d'air par cet orifice ne vient pas troubler la carburation et introduire dans le moteur un mélange très pauvre.

On voit qu'en faisant commander l'ouverture d'air additionnel par la dépression, on est conduit dans tous les cas à introduire dans le moteur un mélange de composition constante, quelle que soit l'allure de ce moteur. Tel est le principe de la commande qui a été appliquée dans le nouveau carburateur Krebs.

Description du carburateur Krebs. — Nous allons voir maintenant comment cette idée a été réalisée dans la pratique.



Coupe du carburateur Krebs à réglage automatique.
(Locomotion 2e Année. N° 65. 27 Décembre 1902.)

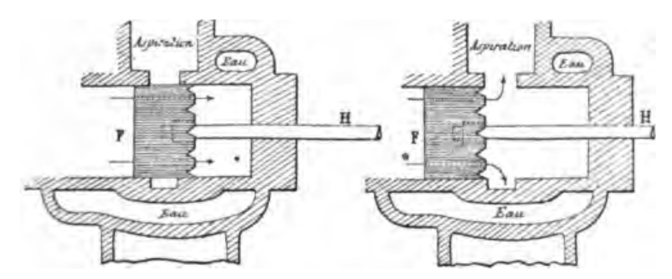
Fig. 89

La figure 89 représente une coupe du carburateur. D est le gicleur par où arrive l'essence qui se mélange à l'air entrant par l'ajutage A ; la section de cet ajutage est celle qui convient à la plus petite vitesse du moteur, 200 tours par minute ; c'est l'orifice d'ouverture invariable de l'arrivée de l'air.

Les deux organes qui permettent de modifier, d'une part,

la quantité de mélange introduite dans le cylindre; et, d'autre part, le réglage de la carburation, sont deux tiroirs cylindriques, deux pistons sans fond, semblables à de larges anneaux plats qui obstruent ou dégagent les orifices devant lesquels leurs tiges les font se déplacer.

Le premier tiroir horizontal F (*fig.* 89 et 90) est commandé par le régulateur à boules. Il porte sur l'un de ses bords des entailles en forme de V, afin que, lorsqu'il découvre le tuyau d'aspiration, l'entrée du gaz aspiré ne s'y fasse que progressivement. La régulation automatique se fait par tout ou rien, le



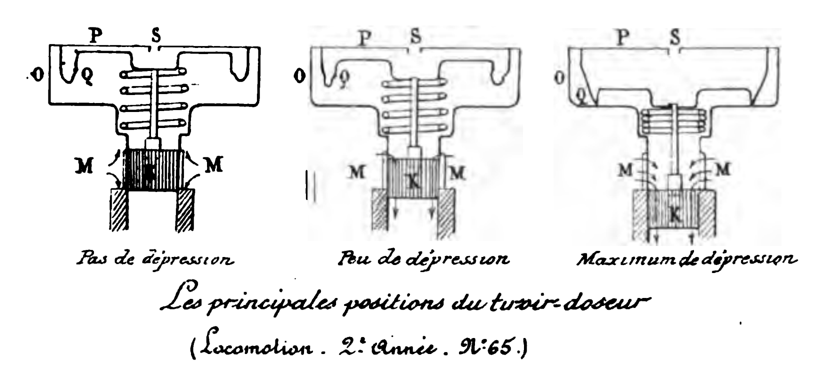
Les deux principales positions du tiroir-régulateur (actionné par les boules) (Locomotion, 2e Année. N° 65.)

Fig. 90.

conducteur ayant d'ailleurs la faculté d'agir sur elle au moyen d'un retardateur ou d'un accélérateur, comme nous l'avons déjà dit. Ce premier tiroir est donc uniquement un robinet, actionné normalement par le régulateur et influencé par le conducteur selon qu'il désire augmenter ou diminuer la vitesse angulaire du moteur.

L'entrée d'air additionnel est réglée par le tiroir K qui est vertical et qui, selon la dépression plus ou moins grande, obture plus ou moins les orifices d'entrée M (*fig.* 91). Pour que ce tiroir obéisse aux variations de la dépression dans le carburateur, on surmonte sa tige d'un très large clapet Q (*fig.* 91) qui est relié au couvercle de la boîte O dans laquelle il est enfermé par un soufflet circulaire en caoutchouc. L'espace compris

entre le couvercle P et le clapet Q est fermé à l'exception d'un petit trou de 2 millimètres environ qui est percé sur le dessus de la boîte O. Lorsque le disque Q est attiré vers le bras par la dépression produite par le moteur, l'air entre avec lenteur dans la chambre PQ ; inversement quand, l'aspiration du moteur cessant, le ressort R ramène le clapet Q à sa position première, l'air ne sort que lentement de la boîte O par le trou S. Ces mouvements lents d'entrée et de sortie de l'air résultant des petites dimensions du trou S, ont l'avantage de produire une régulation progressive de la carburation. Si le trou S



Pas de dépression — *Peu de dépression* — *Maximum de dépression*

Les principales positions du tiroir-doseur
(Locomotion. 2e Année. N° 65.)

Fig. 91.

était grand, il ne produirait aucune diminution de pression au-dessus du clapet Q, l'air entrant brusquement maintiendrait constante la pression atmosphérique au-dessus de ce clapet, le tiroir K descendrait brusquement et découvrirait ainsi une ouverture d'air additionnel trop grande pour la dépression produite dans le carburateur ou pour la vitesse angulaire du moteur; inversement lorsque le ressort R rappellerait le tiroir K, il ne se produirait pas de compression au-dessus du clapet Q et les ouvertures M se trouveraient trop obturées.

Ainsi le nouveau carburateur Krebs se distingue des autres carburateurs existants :

1° Par la forme de sa fenêtre d'entrée d'air additionnelle, construite de telle façon que le mélange introduit dans le

moteur ait toujours la composition qui convient aux meilleures conditions d'utilisation ;

2° Par la commande faite par la dépression elle-même du tiroir qui ouvre plus ou moins cette fenêtre d'entrée d'air additionnel;

3° Par le freinage progressif que donnent à ce tiroir aussi parfaitement équilibré que possible, l'arrivée et la sortie lente de l'air au-dessus du large clapet auquel il obéit. Cette particularité soustrait le tiroir aux influences perturbatrices des brusques dépressions et même des chocs de la route.

Avantages du carburateur Krebs. — Les avantages de ce carburateur sont les suivants :

a) La carburation est toujours celle qui convient à la bonne marche du moteur; le conducteur n'a plus à s'en préoccuper, ni au départ ni en route, ni en hiver ni en été; le moteur part toujours au premier tour de manivelle.

b) La température même à laquelle se fait le mélange y est sensiblement constante, car les abords du gicleur sont entourés d'une chemise d'eau qui se trouve dans le *circuit* de la circulation de refroidissement du moteur et non en simple dérivation. Le gel que produit l'évaporation de l'essence est, de plus, rendu impossible.

c) Le mélange introduit dans le moteur ayant toujours, quelle que soit l'allure de celui-ci, la même composition, la puissance par coup de piston est toujours la même, que le moteur tourne à 1.000 tours ou 200 tours par minute.

De là résulte une grande souplesse dont bénéficie immédiatement la voiture. On peut monter une rampe à une allure aussi réduite que l'on veut sans que le moteur ait de ratés; on peut démarrer facilement dans n'importe quelles conditions.

Carburateur Chenard et Walcker[1]. — Dans le carburateur Krebs que nous venons d'étudier, on s'applique à corriger à

1. Baudry de Saunier, *la Bataille des carburateurs* (*La Locomotion*, 3e année, n° 78, 28 mars 1903). Les figures 92 et 93 sont empruntées à cet article.

chaque instant les troubles qu'apportent dans la carburation les variations d'allures du moteur. Mais au lieu de chercher par une combinaison mécanique ingénieuse à corriger ces troubles, on peut les empêcher de naître. C'est ce problème que semblent avoir résolu par deux méthodes différentes, d'une part, MM. Chenard et Walcker dans le carburateur qui porte leur nom ; d'autre part, M. Moisson dans le carburateur Sthénos. Nous nous proposons d'indiquer les solutions également élégantes qui ont été adoptées.

Imaginons un moteur muni d'une soupape d'admission automatique qui, sous l'influence des variations de vitesse, peut *s'ouvrir toujours en grand* pendant des temps variables, mais d'autant plus petits que le moteur marche plus lentement. Supposons d'autre part qu'entre le carburateur à giclage et le moteur se trouve une large chambre, assez analogue à la poche des moteurs à gaz fixes, dans laquelle se fait le mélange de vapeur d'essence et d'air qui est aspiré ensuite dans le moteur à alimenter. Si les dimensions de cette chambre sont convenablement calculées, il arrive que le mélange introduit dans le moteur à travers une même ouverture de la soupape d'admission effectuée pendant un temps qui décroît avec la vitesse, a une composition assez constante pour que l'explosion se produise toujours malgré la diminution de la compression et pour qu'il n'y ait pas gaspillage de combustible. Tel est le principe du dispositif de carburation Chenard et Walcker.

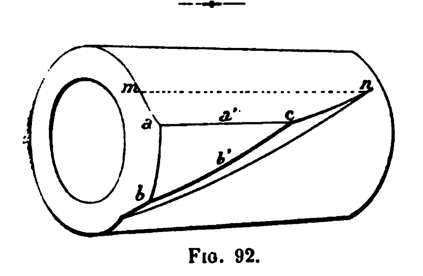
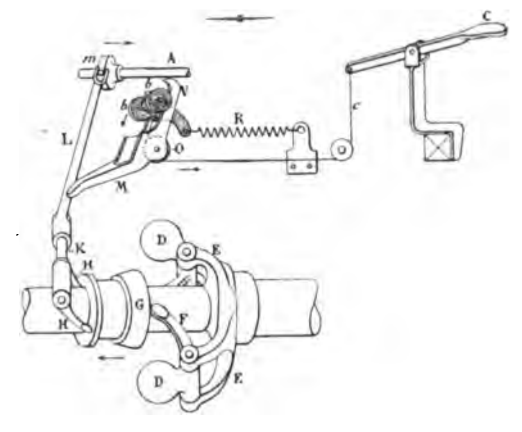


Fig. 92.

On obtient par la méthode suivante cette ouverture en grand de la soupape d'admission effectuée pendant des temps variables. Considérons la came représentée dans la figure 92. Supposons que la queue de la soupape d'admission ou son

taquet vienne reposer verticalement sur cette came sur le bord à gauche ; dès que le point *m* atteindra cette tige, la soupape commencera à être soulevée; cette ouverture sera totale en *a*; elle demeurera totale de *a* en *b* pendant toute la course d'aspiration du piston et la fermeture se produira rapidement dès que *b* sera dépassé. La bosse de levée de la soupape commence uniformément selon une droite imaginaire *mn*, parallèle à l'axe de la came ; mais la ligne de fermeture de la soupape affecte la forme d'un pas de vis *bb'n* et vient rejoindre la première en *n*. Il en résulte que, si nous déplaçons vers la gauche cette came d'un tiers environ, la queue de la soupage commence à être soulevée dès que la droite *mn* passe sous elle, qu'elle atteint en *a'* son maximum d'ouverture, qui est égal à celui qu'elle avait précédemment ; mais que sa fermeture se produit plus tôt que tout à l'heure, en *b'* et non plus en *b*. En déplaçant encore la came vers la gauche, en *c*, nous réduisons le temps de levée totale à n'être plus qu'un dixième ou un douzième de ce qu'il est à pleine admission.

Shéma de la commande des cames d'admission.



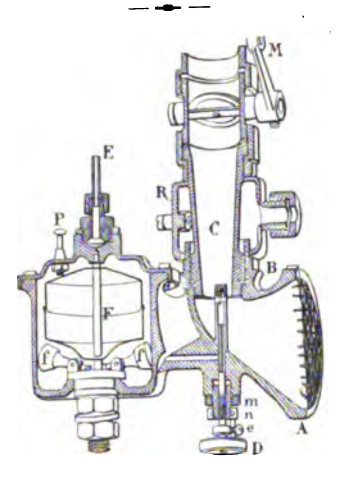
A — Arbres des cames
bb — Galets redressant le levier M sous l'effort du ressort R.
E — Support des boules
HH. Bras solidaires du levier L avec axe unique K.
C — Pédale

FIG. 93.

Le déplacement de la came hélicoïdale dont nous venons de parler s'obtient par un dispositif représenté dans la figure 93. Cette came est calée sur l'arbre A; les boules DD, en

repoussant une bague G, font basculer le levier L, repoussent l'arbre A dans le sens de la flèche et font ainsi mouvoir la came. Le levier L étant fort long, il suffit d'un très faible déplacement de la came G pour que l'influence des boules se fasse sentir sur l'arbre A. Quant à la commande du régulateur que peut avoir à faire le conducteur, elle s'obtient sans effort et avec précision par le déplacement vers le bas des deux galets *bb* qui, descendant le long du levier VOM, articulé en O, forcent le bras V à se déplacer vers la droite, et le levier M à appuyer sur la gauche, c'est-à-dire à pousser vers l'extérieur le grand bras L.

Le Carburateur Sthénos.
(Vue en coupe)



A – Entrée d'air.
B – Gicleur.
C – Cône à 5°,6
D – Bouton de réglage du gicleur.
E – Arrivée d'essence.
F – Flotteur.
M – Manette d'étranglement.
P – Poussoir.
R – Réchauffeur
e – Arrêt pour le réglage.
ff – Masses d'équilibre du flotteur.
m – Ecrou maintenant le gicleur
n – Contre écrou de réglage

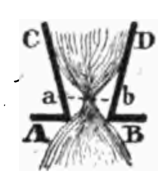
Fig. 94.

Carburateur Sthénos[1]. — Le carburateur Sthénos est fondé sur les propriétés de l'écoulement de l'air à travers un ajustage conique divergent (*fig.* 94). Dans ce cas la veine gazeuse se contracte au sortir de l'orifice AB, la grandeur de la section contractée dépendant de l'angle au sommet du cône. M. Moisson qui a construit le carburateur Sthénos indique que le maximum de contraction se produit lorsque cet angle au sommet a une valeur de 5°,6. Supposons qu'il en soit ainsi et plaçons un orifice de sortie d'essence au voisinage de cette section contractée; l'essence jaillit immédiatement et vient se mélanger à l'air qui se rend dans le moteur. S'il

1. Les figures 94, 95, 96 sont empruntées à l'article publié sur *le Carburateur Sthénos* par M. L. Baudry de Saunier (*Locomotion*, 3e année, n° 79, 4 avril 1903).

existe une région dans laquelle la dépression qui donne naissance au jaillissement de l'essence varie à peu près proportionnellement à la vitesse d'écoulement de l'air, il sera naturel de placer dans cette zone l'orifice de jaillissement de l'essence ; on obtiendra ainsi pour toutes les allures du moteur un mélange combustible de composition à peu près constante. A la suite d'essais nombreux, M. Moisson trouva qu'il fallait faire entrer cet orifice dans le tronc de cône d'une quantité égale au tiers du diamètre de la petite base.

Ceci posé, voici en quoi consiste le carburateur Sthénos. Le liquide, maintenu à un niveau constant par le jeu d'un flotteur de construction particulière, monte dans un tube vertical qui a une section de 3 à 4 millimètres environ et ne sert en somme que de gaine à une tige DB (*fig.* 95 et 96) ; la partie supérieure de cette tige est terminée par un cône minuscule B qui correspond à un siège de même forme ménagé à l'extrémité du tube ; ce cône peut être plus ou moins rapproché de cette extrémité par le jeu des écrous et filetages ménagés sur la partie supérieure de la tige (D, *m*, *n*). Pour chaque moteur l'ouverture de ce cône ou champignon de pulvérisation doit être au début faite avec grand soin et n'a plus besoin d'être modifiée. La précision devant être fort grande, la tige du pointeau de pulvérisation est filetée à un pas de 3/10 de millimètre et commandée par deux écrous différentiels *m* et *n* montés l'un dans l'autre au pas de 1,8 et 1,5 millimètre.



Ecoulement par un Ajutage Conique divergent
ab. *Section contractée de la veine*

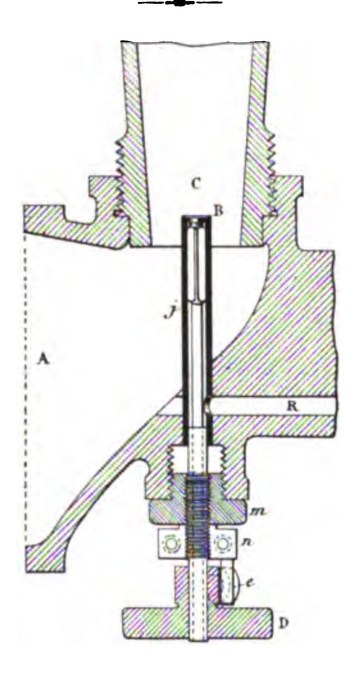
Fig. 95.

Le point de réglage étant trouvé, souvent par un demi-tour du bouton de manœuvre D, on immobilise la tige du pointeau par le taquet *e* et l'écrou *n*.

On voit donc que le gicleur n'est pas ici formé par une chandelle à orifice capillaire comme d'usage, mais par un

tube semi-obturé par un champignon conique dont le réglage doit être fait une fois pour toutes. La tige de réglage, cylindrique dans sa partie basse, a une forme triangulaire depuis *j* (*fig.* 96) jusqu'au champignon, afin de permettre, au voisinage du jaillissement, une sorte de réserve de liquide qui en régularise le débit.

Schéma du gicleur



A — Arrivée d'air
B — Tube formant siège conique mais non hermétique pour le petit champignon autour duquel passe l'essence
j — Partie triangulaire de la tige du gicleur.
R — Arrivée d'essence.
D — Bouton de réglage de B.
e — Taquet d'arrêt.
n — Contre-écrou.
m — Ecrou.

FIG. 96.

Enfin le flotteur présente une particularité ; c'est celle de ses contrepoids (*fig.* 94). Le pointeau étant situé à la partie supérieure de la boîte, il semble *a priori* que les contrepoids *ff* soient tout à fait inutiles. En réalité le constructeur leur a donné un rôle d'amortissement des chocs. Ces contrepoids agissent sur le flotteur dans un sens inverse du mouvement que la pesanteur tend à lui communiquer ; leur masse étant grande, ils font monter le flotteur lorsqu'ils descendent eux-mêmes et inversement ; on peut donc utiliser un flotteur solide, robuste et lourd. De plus, lorsqu'un choc tend à faire descendre le flotteur, les masses des contrepoids, qui sont également influencées par ce choc, tendent à le faire au contraire monter, si bien que le flotteur reste immobile et que le jaillissement du liquide n'est pas troublé.

CHAPITRE VIII

ALLUMAGE PAR DES PROCÉDÉS NON ÉLECTRIQUES

1. Procédés mis en usage pour l'inflammation du mélange tonnant dans un moteur à explosion. — Pour enflammer un mélange tonnant introduit dans un moteur à explosion, on a mis en œuvre les procédés suivants :

I. La flamme d'un jet de gaz pénétrant par une ouverture découverte au moment voulu par un tiroir ou une soupape ;

II. L'incandescence d'un tube ou corps creux quelconque (en platine, nickel, porcelaine, fonte, etc....) porté au rouge par la flamme d'un brûleur fixe :

III. La compression du mélange détonnant et l'élévation de température qui en est la conséquence ;

IV. L'incandescence produite par l'effet dit *catalytique* du platine mis en contact, sous forme de tube, fil ou éponge, avec une masse de gaz combustible ;

V. L'incandescence d'un fil de platine traversé par un courant électrique qui le porte au rouge ;

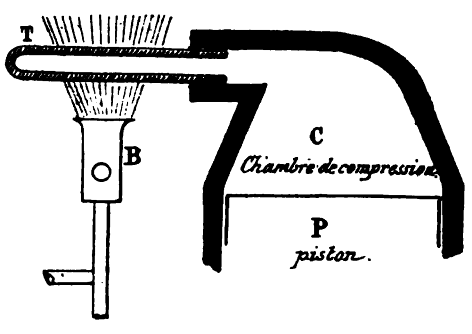
VI. L'étincelle électrique, étincelle d'induction ou de rupture d'un circuit.

Les deux premiers modes d'inflammation nécessitent la présence à l'extérieur du moteur d'une flamme permanente ; les modes III et IV ne nécessitent l'emploi de cette source de chaleur qu'au moment de la mise en marche.

Dans les automobiles, on emploie plus particulièrement les

modes d'inflammation II, IV combinés avec V, VI. Dans ce chapitre nous allons étudier les modes d'allumage II et IV qui ne comportent pas l'emploi de l'étincelle électrique.

2. Mode d'allumage basé sur l'incandescence d'un corps creux quelconque. — Ce mode d'allumage désigné aussi sous le nom d'allumage par *tube*, consiste dans l'emploi d'un tube fermé, éprouvette ou corps creux de forme appropriée, dont l'intérieur est en communication directe avec la chambre de compression du moteur et dont l'extérieur est porté au rouge par un chalumeau alimenté généralement avec le même combustible que le moteur lui-même.



Principe de l'allumage par tube.
(G. Coupan. Bulletin de la Société des Agriculteurs de France 1er Avril 1902).

Fig. 97.

La figure 97 montre le schéma de ce mode d'allumage.

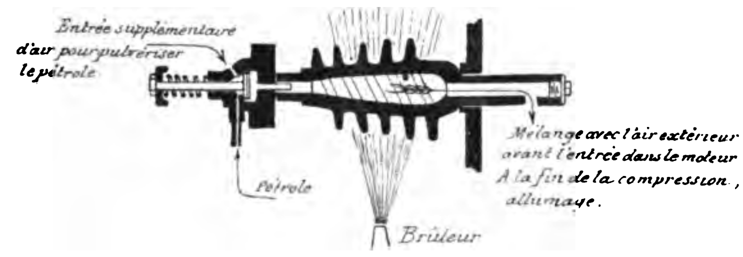
Lorsque le piston, pendant la phase de compression, comprime le mélange tonnant, une petite portion de celui-ci pénètre dans le tube, s'enflamme au contact des parois rougies par le brûleur B et communique l'inflammation au reste du mélange tonnant.

Il est important que le volume du tube d'allumage soit bien en rapport avec le volume du mélange aspiré par le moteur, sinon l'allumage peut se faire mal ou même ne pas se produire du tout[1]. Les constructeurs déterminent expérimentalement les dimensions convenables; plusieurs mêmes

1. Il faut en effet que le contact entre les parois chaudes du tube et une partie du mélange neuf se fasse à la fin de la compression, au moment où celle-ci atteint sa plus grande valeur, les gaz inertes étant repoussés au fond de l'éprouvette.

emploient des tubes dont la capacité intérieure est modifiable au gré d'une vis.

La matière qui constitue le tube d'allumage n'est pas indifférente. Ainsi le fer donne de mauvais résultats, car il se détériore et se déforme rapidement ; d'aprèsM. Ringelman, les tubes en fer employés dans les moteurs à gaz ne résistent pas plus de cinquante heures. Les tubes de platine sont d'un bon fonctionnement, mais leur prix est très élevé. On a proposé le nickel qui coûte quinze fois moins cher que le platine ; mais, d'après



Carburateur-allumeur Capitaine
(J. Gobert. Les Moteurs à pétrole. p. 85.)

Fig. 98.

M. G. Lavergne, un tube de nickel ne dure que trois ou quatre mois. On emploie aussi certains alliages comme le ferro-nickel, le bronze d'aluminium..., qui donnent d'assez bons résultats. Les tubes en porcelaine peuvent être employés avec succès, si l'on prend soin de les abriter contre les courants d'air ; enfin on a proposé de faire des tubes en quartz fondu[1].

Les tubes en métal ou en porcelaine sont généralement fermés à l'une de leurs extrémités ; cependant, dans certains moteurs à pétrole, où l'on utilise la chaleur dégagée par le tube d'allumage pour vaporiser le combustible avant la préparation du mélange tonnant, le tube est un cylindre ouvert

1. G. Coupan, *Moteurs à explosions et plus spécialement moteurs à alcool* (*Bulletin de la Société des Agriculteurs de France*, 15 avril 1902, p. 454).

aux deux extrémités ; mais une soupape d'admission de pétrole vient l'obturer au moment voulu et jouer le même rôle que le fond des tubes fermés [exemple : carburateur-allumeur Capitaine (*fig.* 98)].

Entre le tube et la chambre de combustion, on place parfois une soupape dite d'allumage, qui ne s'ouvre qu'au moment précis où l'explosion doit se produire et qui est commandée par la distribution ; ce dispositif, qui pourrait permettre de modifier le point d'allumage, a pour but d'empêcher les explosions anticipées qui peuvent arrêter le moteur. Ce dispositif n'est cependant pas indispensable, car il suffit généralement de déplacer le chalumeau de façon à éloigner un peu de la chambre de combustion la partie du tube portée à l'incandescence pour supprimer ces *coups de pilon* intempestifs Ce réglage est surtout facile avec les tubes en porcelaine.

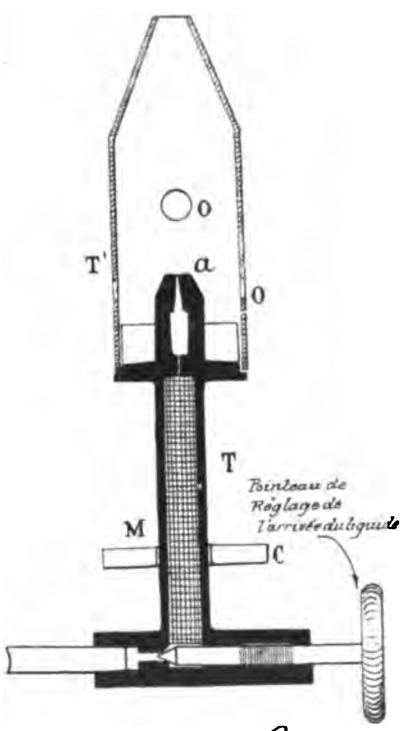


Schéma du brûleur Longuemare
(G. Coupan. Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 15 Avril 1902).

Fig. 99.

Quelle que soit la nature du tube, il est indispensable de porter et de maintenir ce tube à la température du rouge vif; on y parvient, ainsi que nous l'avons dit, au moyen de chalumeaux ou *brûleurs* qui ne sont autre chose que des becs Bunsen appropriés à la nature du combustible employé.

L'un de ces brûleurs construit par la maison Longuemare

(*fig.* 99) est composé d'un tube métallique T terminé par un ajutage de faible diamètre *a* et par lequel s'échappe le combustible ; au-dessous de l'orifice *a* entourant le tube T se trouve une cuvette C dans laquelle on enflamme, pour amorcer l'appareil, quelques centimètres cubes d'essence ou d'alcool, afin de porter le tube à une température suffisante pour volatiliser le combustible. Pendant le fonctionnement, cette température se maintient par conductibilité.

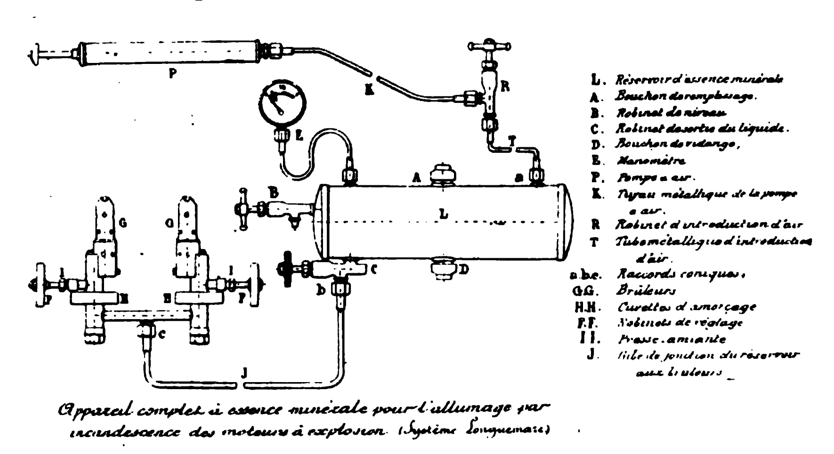


Fig. 100.

L'orifice *a* est surmonté d'un tube large T′ aplati à son extrémité supérieure et percé au milieu et à la base de plusieurs trous O par lesquels arrive de l'air qui se mélange intimement au jet de combustible volatilisé s'échappant par *a* ; le mélange brûle avec une flamme très chaude en forme de papillon, à l'extrémité du tube T′. Le brûleur est placé à une faible distance en dessous du tube d'allumage, et le tout est entouré d'une enveloppe-cheminée réduisant les pertes de chaleur par rayonnement et surtout protégeant l'appareil contre les courants d'air. L'arrivée du combustible à l'orifice *a* se fait de deux façons. Lorsque le réservoir d'alimentation est situé simplement au-dessus du brûleur, c'est-à-dire lorsque le combustible n'arrive qu'avec une faible pression, on dispose dans le tube T

une mèche en toile métallique. On peut d'ailleurs augmenter assez sensiblement la puissance du brûleur en comprimant de l'air dans le réservoir à combustible au moyen d'une poire en caoutchouc qui permet d'obtenir une pression d'un cinquième d'atmosphère environ. Lorsque le combustible arrive sous une pression plus considérable la mèche métallique est inutile, le tube T est raccourci et le liquide, dont le débit est réglé comme dans le cas précédent par une vis à pointeau, se réchauffe dans une chambre située tout près de l'orifice *a*. La figure 100 représente l'appareil complet pour l'allumage par incandescence des moteurs à explosion[1].

3. Allumage spontané. — Les allumeurs spontanés sont

1. Dans son excellent ouvrage, *les Recettes du chauffeur*, M. Baudry de Saunier indique minutieusement les précautions que l'on doit prendre dans les automobiles qui possèdent l'allumage par brûleurs ; il indique les pannes possibles et les moyens d'y remédier. Résumons dans le tableau suivant les pages 149 à 157 de l'ouvrage indiqué.

NATURE DE LA PANNE ou des défauts de l'installation des brûleurs et des tubes d'allumage	CAUSES DE LA PANNE ou des défauts de l'installation	MOYENS D'Y REMÉDIER
Brûleurs éteints	I. *Trop d'essence* (L'essence arrive au brûleur plus vite que celui-ci ne peut la consommer). (Flamme molle qu'un cahot peut éteindre par projection de liquide).	Fermer en partie le robinet d'arrivée de l'essence au brûleur et rallumeur.
	II. *Coup de vent*	Protéger les brûleurs au moyen d'une plaque de carton d'amiante cousue par du fil de fer à l'intérieur de l'entourage du moteur.
	III. *Saleté obstruant l'orifice d'arrivée de l'essence*	Déboucher l'orifice avec une aiguille convenable.
	IV. *Desserrage de l'écrou d'un tube de platine voisin d'un brûleur.* (Le gaz comprimé par le piston fuit et souffle un des brûleurs.)	Eteindre les brûleurs et vérifier le serrage des écrous de tubes de platine.
Flamme maigre (c'est-à-dire manquant d'épaisseur)	I. *Saleté obstruant le bec*	La chasser *hors du brûleur* avec une aiguille convenable.
	II. *Trou capillaire trop petit* (Ne permettant pas une arrivée suffisante d'essence pour la production de flamme normale).	Passer l'aiguille dans le trou.
	III. *Mèche trop serrée* (L'essence la pénètre avec difficulté).	Changer la mèche et l'amincir.

des allumeurs dérivés des tubes incandescents, mais dans lesquels il n'est besoin de faire fonctionner le brûleur que pendant la période de mise en route. L'allumeur est alors formé d'une culasse assez volumineuse C (*fig.* 101) venue de fonte avec le cylindre C′ et raccordé avec le fond de ce dernier par un tube à étranglement[1]; cette culasse sert aussi à vaporiser le combustible qui arrive par O. Pour la mise en marche, on chauffe la culasse avec une lampe à chalumeau quelconque; puis, lorsqu'elle est portée au rouge, on met le moteur en action; une partie du mélange tonnant pénètre dans la culasse pendant la

NATURE DE LA PANNE OU DES DÉFAUTS de l'installation des brûleurs et des tubes d'allumage	CAUSES DE LA PANNE OU DES DÉFAUTS DE L'INSTALLATION	MOYENS D'Y REMÉDIER
FLAMME BLANCHE (La flamme n'est pas bleue, elle éclaire mais ne réchauffe pas.)	I. *Trou trop gros* (L'essence passe abondamment par le trou capillaire pour la quantité d'air qu'aspire le brûleur.) Orifice d'éjaculation trop grand.	Démonter le brûleur, placer horizontalement le tube central en appuyant son extrémité sur une pièce de bois ou de métal; à l'aide d'un marteau, frapper *très légèrement tout autour de la capsule* de façon à refouler un peu le métal vers le centre. Repasser l'aiguille dans le trou pour remonter la pièce.
	II. *Capsule dévissée sur la tige centrale*	Eteindre le brûleur et revisser solidement en maintenant la pièce pour ne pas la briser ou la fausser.
FLAMME CHARBONNEUSE	*Parcelles de charbon dans la flamme*	Changer la mèche.
FLAMME VACILLANTE	*Air dans la canalisation ou brûleur pas suffisamment chauffé avant d'avoir été allumé.*	Attendre que la flamme redevienne normale, c'est-à-dire une flamme large, bleue et transparente.

REMARQUES. — *Précautions à prendre dans l'extinction d'un brûleur* (Pour avoir une flamme large, bleue et chaude) :

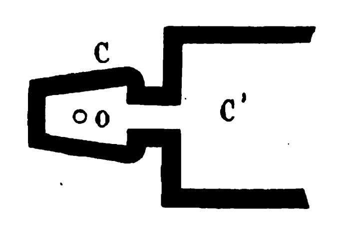
1° — Souffler le brûleur;

2° Ne fermer le pointeau d'arrivée d'essence que lorsque l'essence arrive liquide à l'orifice de sortie. On empêche ainsi la calcination de la mèche du brûleur lorsque celle-ci est en coton et on dégage la canalisation des bulles d'air.

Propreté du tube de platine. — Le tube de platine doit *briller;* s'il est terne ou sali par du noir de fumée, démonter la cheminée du brûleur et frotter légèrement le tube avec une *toile émeri très fine*.

1. Dans certains moteurs, la culasse C est uniquement composée du tube lui-même. MM. Banki et Csonka (*Revue industrielle*, 7 août 1897), Latapie de Gerval (*Chauffeur*, 10 février 1897), Southall (*Revue industrielle*, 18 décembre 1897) ont proposé des dispositifs variés. Ce mode d'allumage a été effectivement employé par la Société des Moteurs Benz et par M. Loyal; dans le moteur à deux temps de ce dernier inventeur (G. Lavergne, *Manuel théorique et pratique de l'automobile sur routes*, p. 195), le tube en nickel est, seulement pour la mise en train, chauffé par une lampe à essence Longuemare. MM. Banki et Csonka recommandent de chauffer les gaz neufs en les faisant passer dans un serpentin baigné par les gaz de l'échappement.

compression et s'y enflamme; la chaleur dégagée par l'explosion suffit pour maintenir la culasse au rouge. On conçoit que ce système d'allumage ne puisse fonctionner convenablement que lorsque les explosions se succèdent assez régulièrement; quand la régulation a lieu par Tout ou Rien, le moteur doit fonctionner constamment à une puissance voisine de la puissance maxima qu'il peut fournir, sans quoi la culasse se refroidit dès que les explosions cessent, et risque de ne pas être assez chaude lorsqu'elles recommencent. Aussi ce mode d'allumage a-t-il été surtout appliqué aux moteurs dont la régulation se fait par modification de la composition ou du volume du mélange tonnant, aux moteurs dans lesquels l'explosion a lieu régulièrement tous les quatre temps.



Principe de l'allumage spontané (G. Coupan - Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 15 Avril 1902.)

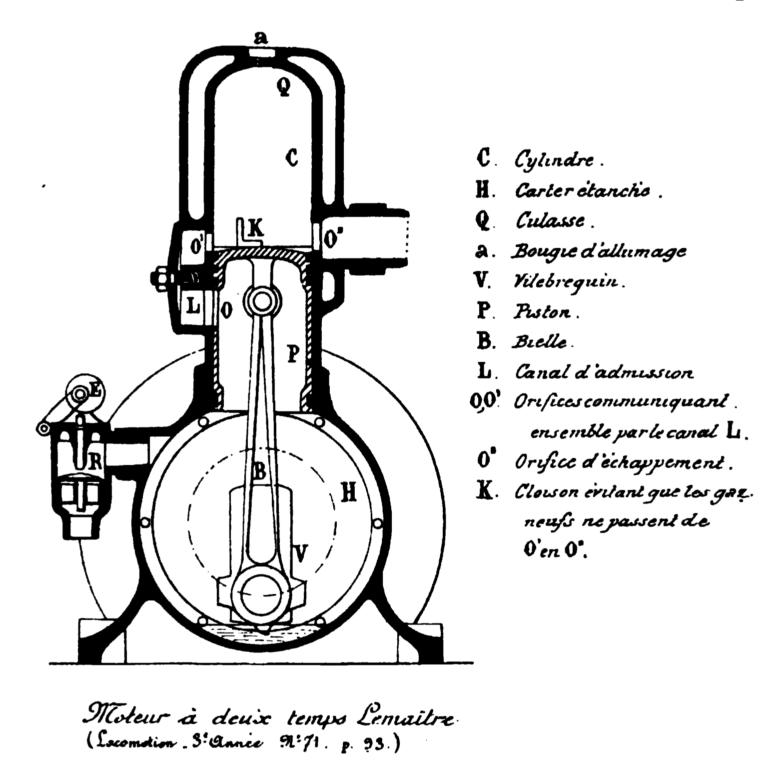
Fig. 101.

L'allumage spontané est employé sous une forme un peu différente dans le moteur Lemaître à deux temps.

Dans ce moteur qui est représenté dans la figure 102 et que nous décrivons dans la note ci-dessous[1], on met en marche au moyen de l'allumage élec-

1. *Description du moteur Lemaître à deux temps.* — Se compose d'un cylindre C, ouvert par le bas dans le carter étanche H et fermé dans le haut par la culasse Q, démontable ou non, surmontée de la bougie d'allumage *a*. Un vilebrequin V se meut dans le carter; il est actionné par le piston P par l'intermédiaire de la bielle B. Le cylindre porte sur l'un de ses côtés deux orifices O et O' communiquant ensemble par le canal d'admission L et avec l'intérieur du carter par le même orifice que O pratiqué dans le piston. Les trois orifices d'admission se correspondent exactement lorsque le piston est en bas de sa course, O' débouchant immédiatement sur la face supérieure du piston. En regard et diamétralement opposé à O' se trouve pratiqué dans le cylindre l'orifice d'échappement O''. Le carter porte également un clapet automatique R d'aspiration, servant de régulateur sur l'admission en se levant plus ou moins sous l'effet de l'excentrique E, commandé à la main ou par le régulateur. Pendant sa course ascendante vers le fond du cylindre, le piston P fait le vide dans le carter et aspire, par le clapet R, le mélange tout préparé venant d'un carburateur. En redescendant, il comprime partiellement le mélange jusqu'au moment où il découvre ses

trique ; puis, au bout de quelques minutes de mise en marche, cet allumage est supprimé, l'allumage du mélange se produit alors spontanément d'après le principe bien connu du briquet



Moteur à deux temps Lemaître
(Locomotion. 5e Année N° 71. p. 93.)

Fig. 102.

à air, le carburant jouant le rôle de l'amadou dans le briquet.

orifices O et O'. Les gaz refoulés par dessous passent dans le cylindre au travers du canal d'admission L. Le piston remontant aussitôt comprime les gaz jusqu'à une fraction quelconque de la cylindrée, suivant la compression voulue. L'allumage se produit et les gaz brûlés sont expulsés par l'orifice O'', aussitôt que celui-ci est découvert par le piston; cette ouverture de O'' se fait un peu avant que l'orifice O', par lequel a lieu aussitôt une nouvelle admission, ne soit ouvert à son tour. Une petite cloison K disposée sur le piston en regard de l'orifice O' évite que les gaz neufs ne passent directement de l'orifice d'admission O' dans celui d'échappement O'' ; enfin une armature de toile métallique disposée dans la chambre L empêche tout transport de flamme du cylindre dans le carter.

Cet allumage spontané est favorisé par la forme particulière donnée au fond de la culasse.

4. Allumages dits catalytiques. — Des allumeurs spontanés fonctionnant sans flamme, il faut rapprocher les allumeurs dits *catalytiques*. Ces allumeurs sont fondés sur certaines propriétés de platine ou des métaux de la famille du platine.

On sait, d'après une expérience classique, que, si l'on suspend dans un verre, au fond duquel se trouve de l'éther ou un carbure d'hydrogène suffisamment volatil, un fil de platine préalablement chauffé au rouge, le mélange gazeux formé par l'air et les vapeurs combustibles brûle sans flamme et maintient le platine incandescent. On sait aujourd'hui que cette propriété, connue sous le nom de propriété *catalytique* du platine, est due à ce qu'une partie du mélange gazeux condensé dans les pores du métal s'y trouve maintenue à une pression supérieure à la pression de l'atmosphère et se trouve alors dans des conditions convenables pour qu'il y ait combinaison, c'est-à-dire ici combustion.

Allumeur Gans de Fabrice. — Cette propriété est utilisée dans l'allumeur Gans de Fabrice qui n'est qu'une imitation du thermocautère Paquelin.

Cet appareil se compose (*fig.* 103) d'un dé en platine D, entouré d'un tube T et d'une chemise C; le dé est en communication avec la chambre de compression du cylindre par la lumière L. Le carburant, essence ou alcool, provenant d'un réservoir où il est comprimé à environ 2 kilogrammes, arrive par A, circule dans un serpentin S autour de la chemise C et s'écoule par l'ajutage O. Pour amorcer cet allumeur, il suffit de brûler quelques centimètres cubes d'alcool ou d'essence de façon à volatiliser le carburant contenu dans le serpentin S; ce carburant, s'échappant par O, aspire par O′ un certain volume d'air et le dé de platine D devient incandescent; le rayonnement et la conductibilité suffisent ensuite pour maintenir le serpentin à la température nécessaire. Ce qui est

intéressant dans cet allumeur, c'est la grande facilité avec laquelle on peut, en augmentant ou en diminuant l'admission du carburant, obtenir l'avance ou le retard à l'allumage. Si, en effet, le carburant arrive abondamment, le dé tout entier est incandescent; s'il arrive en faible quantité, seule la calotte du dé se trouve à la température nécessaire pour

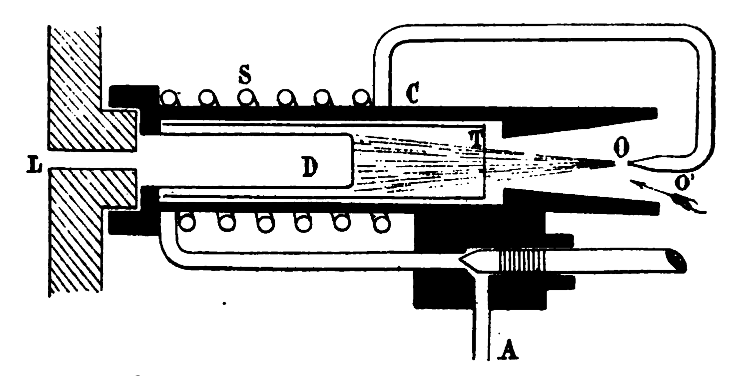


Schéma de l'allumeur auto-incandescent
(G. Coupan. Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 15 Avril 1902).

FIG. 103.

produire l'explosion du cylindre. Le point d'allumage se trouve ainsi avancé ou reculé.

La masse de platine est introduite dans la chambre de combustion du moteur. — Au lieu d'employer un dé de platine, il suffit de placer à l'intérieur de la chambre de combustion une petite masse convenable formée d'un métal *solide*, *inoxydable* et *suffisamment poreux* pour condenser dans ses pores une petite quantité du mélange tonnant et provoquer sa combustion par cette augmentation de pression. On a essayé d'abord la mousse ou noir de platine obtenu en réduisant par la chaleur un sel comme le chlorure platineux; mais pour avoir une surface d'absorption suffisamment considérable, on est obligé de faire absorber le chlorure platineux par des matières très poreuses telles que l'écume de mer qui ont l'inconvénient de se réduire

en poussière dans la chambre d'explosion du moteur. D'autre part, le platine en fil a l'inconvénient de fondre. Les autres métaux de la famille du platine ne peuvent être employé à l'état de pureté : l'osmium et le ruthénium, parce qu'ils se volatilisent au-dessus de 1.600° et que les acides osmique et ruthénique qu'ils forment sont très vénéneux; le palladium, parce qu'il fond à trop basse température.

Alliages de platine employés. — Mais deux alliages semblent actuellement résoudre la question. L'un d'eux, employé par *M. Wydts, est composé en parties déterminées d'osmium iridié et de ruthénium;* l'autre préconisé par *M. Gans de Fabrice est formé de platine iridié et de ruthénium.* Ces alliages constituent des métaux extrêmement poreux, faciles à laminer ou à étirer en fils absolument inoxydables et infusibles aux températures atteintes (1.700° environ).

Pour mettre le moteur en marche, on amorce l'allumage en faisant traverser par un courant électrique le fil formé de l'alliage dont nous venons de parler et qui est placé dans la chambre d'explosion. De là le nom d'*allumeur électro-catalytique* que M. Wydts a donné à son appareil.

Allumeur électro-catalytique Wydts. — La dernière forme que M. Wydts[1] a donnée à son allumeur est celle d'une bougie ordinaire d'allumage (*fig.* 104). Cet appareil est, en effet, composé d'un corps B, fileté extérieurement au pas des bougies d'allumage ordinaires et percé d'un canal C en communication avec une chambre d'explosion H, dans laquelle se trouve fixée la spirale K faite de l'alliage dont nous avons parlé plus haut.

L'incandescence vive de cette spirale produit l'allumage des gaz chassés dans la chambre H par la compression. Cette spirale est maintenue en deux points, l'un placé sur la pièce A, vissée elle-même dans le corps B, l'autre sur la partie inférieure de la tige D.

L'appareil est entièrement construit en métal et la porce-

1. Adrien Gatoux, *l'Allumeur électro-catalytique* (*Locomotion*, 3e année, n° 67, p. 25).

laine en est complètement exclue; la tige centrale D est cependant isolée de la masse.

La figure 105 indique le schéma du montage de la bougie électro-catalytique sur le cylindre d'un moteur T. Partant de cette bougie, un fil *d* va se fixer à l'une des bornes d'un rhéostat R. D'autre part, partant d'un point quelconque de la masse T, un second fil va rejoindre un petit accumulateur; de l'autre pôle de l'accumulateur part un troisième fil H qui va se relier à une pièce métallique M; celle-ci se déplace sur le rhéostat R de telle manière qu'en éloignant cette pièce de la borne b_1 pour la rapprocher de la borne b_2, on augmente la résistance du circuit de l'accumulateur; on diminue ainsi l'intensité du courant qui parcourt ce circuit et, par suite, la température à laquelle est porté par ce courant le fil d'alliage osmio-iridio-ruthénique K de la bougie d'allumage. Inversement, en rapprochant la masse M de l'extrémité b_1, on élève la température de ce fil K. Ainsi avec le rhéostat R on peut régler, suivant la compression, le degré d'incandescence du fil K qui est nécessaire pour obtenir un départ facile du moteur.

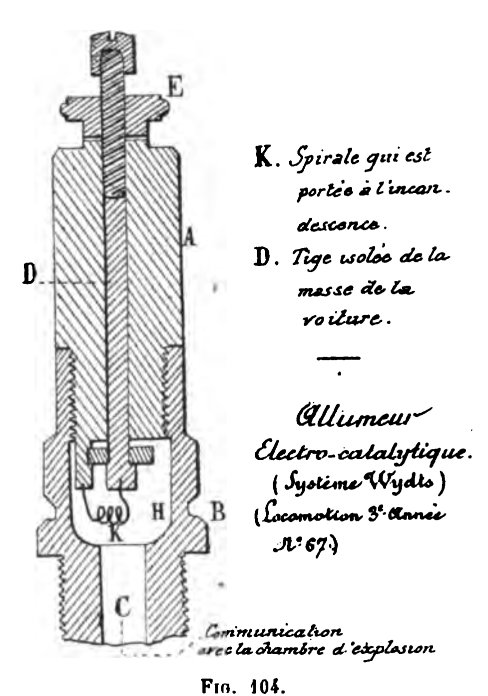
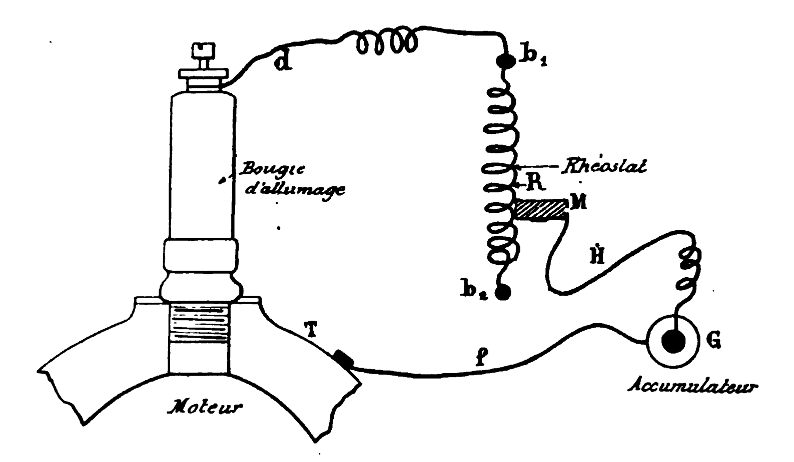


Fig. 104.

Plus la température à laquelle est porté le fil K est élevée, plus l'explosion produite en un point se propage rapidement à l'intérieur du mélange, plus cette explosion se rapproche des conditions dans laquelle elle est instantanée; tout se

passe donc comme s'il y avait *avance à l'allumage.* Au contraire, un abaissement de température du fil K donne naissance à des phénomènes analogues à ceux qui résultent d'un *retard à l'allumage.*

Cette avance et ce retard à l'allumage se font automatiquement. En effet, si le temps pendant lequel dure la compression est très faible, les gaz n'ont pas le temps de céder de la chaleur aux parois du cylindre et leur température à la fin de la com-



Installation sur un moteur de l'allumeur Electro-Catalytique.
(Système Wydts).

Fig. 105

pression est plus élevée, pour une même valeur de cette compression, que si la durée de la compression est plus grande. Or le temps pendant lequel se produit la compression est d'autant plus petit que le moteur tourne plus vite.

Par suite, quand la voiture est en palier ou en descente, et que le moteur tourne très vite, les gaz sont, à la fin de la compression, portés à une température plus élevée ; il en est de même du fil K, et il se produit une avance automatique à l'allumage. L'inverse se produit, c'est-à-dire le retard automatique à l'allumage a lieu quand le moteur ralentit, par suite

d'une surcharge, par exemple quand la voiture monte une côte. Enfin, pour une même charge de la voiture, on augmente l'avance à l'allumage et, par suite, la vitesse, en déplaçant le curseur M pour le rapprocher de la borne b_1, de manière à élever la température du fil K. En déplaçant la manette dans le sens opposé, on obtient le retard à l'allumage[1].

1. D'après M. Wydts, les avantages de l'allumeur électro-catalytique sont les suivants : 1° Suppression de la bobine d'induction et de ses inconvénients ; 2° suppression de la bougie de porcelaine et de ses ennuis ; 3° suppression de la batterie d'accumulateur ou de piles, lourde, encombrante et souvent déchargée ; 4° suppression de l'interrupteur à trembleur d'un entretien si délicat ; 5° suppression des contacts nombreux et des fils à fort isolement ; 6° suppression des brûleurs qui sont uue chance continuelle d'incendie ou d'explosion ; 7° suppression de la magnéto qui demande une installation spéciale et coûteuse et qui emprunte de la puissance au moteur ; 8° allumage intense à 1700° sans aucun raté ; 9° dépense pratiquement nulle puisque l'allumeur ne consomme de courant que pendant quelques secondes, au moment seulement de la mise en marche ; 10° entretien nul ; 11° pas d'encrassage possible, enflamme tous les mélanges ; 12° allumeur fonctionnant totalement immergé dans l'eau, et ne craignant, en aucune façon les intempéries ; 13° retard automatique à l'allumage au départ, permettant la mise en marche du moteur, sans craindre les allumages prématurés.

CHAPITRE IX

ALLUMAGE ÉLECTRIQUE PAR ÉTINCELLE D'INDUCTION

L'inflammation du mélange tonnant introduit dans un moteur d'automobile, se fait aujourd'hui le plus communément, en faisant éclater dans ce mélange une étincelle électrique très chaude, aussi bleue que possible. C'est cette méthode d'allumage que l'on désigne sous le nom d'*allumage électrique* du moteur.

Cet allumage peut se faire, soit au moyen de l'*étincelle d'induction*, soit au moyen de l'étincelle produite par la rupture du circuit d'un courant, ou *étincelle d'extra-courant de rupture*, ou encore *étincelle de self-induction*.

Pour produire ces deux étincelles, on emploie deux types d'appareils et de dispositifs, que nous allons successivement passer en revue.

1. Bobine de Ruhmkorff. — On produit l'étincelle d'induction au moyen de la bobine de Ruhmkorff. Nous allons un peu insister sur les phénomènes qui se produisent dans cet appareil.

Une bobine de Ruhmkorff se compose essentiellement :

1° D'un circuit formé d'une bobine dont la résistance électrique est faible, c'est-à-dire d'une bobine à fil gros et court, présentant par conséquent un petit nombre de tours.

2° D'un circuit formé d'une bobine dont la résistance électrique est considérable, c'est-à-dire d'une bobine à fil fin et long, présentant par suite un très grand nombre de tours[1];

3° D'un barreau de fer doux, c'est-à-dire de fer aussi pur que possible.

La bobine à fil gros et court reçoit le nom de *bobine* ou *enroulement primaire;* la bobine à fil fin et long est désignée

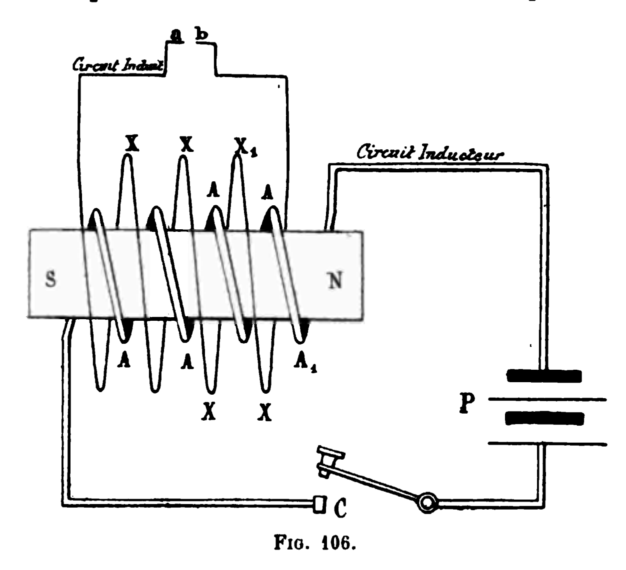


Fig. 106.

sous le nom de *bobine* ou *enroulement secondaire.* La bobine primaire enveloppe le fer doux et la bobine secondaire enveloppe la bobine primaire.

La figure 106 représente l'agencement du fer doux NS et des deux bobines primaire, désignée par AA, et secondaire, désignée par XX.

2. Courants d'induction. — Faisons passer dans la bobine primaire un courant produit par une pile P, par exemple; le noyau de fer doux NS va s'aimanter.

1. On construit des bobines dans lesquelles le secondaire est formé de 100 à 150 kilomètres de fil de cuivre ayant 0,1 millimètre de diamètre.

Par un moyen quelconque, faisons varier l'intensité du courant qui passe dans la bobine primaire, nous faisons varier en même temps l'aimantation du noyau de fer doux NS et nous observons les phénomènes suivants dans la bobine secondaire. Si les deux extrémités du fil de cette bobine sont réunis ensemble, de manière à constituer un circuit secondaire fermé, ce circuit secondaire est parcouru par un courant auquel on a donné, depuis Faraday, le nom de *courant d'induction.*

Ce courant d'induction jouit des propriétés suivantes :

1° *Sa durée est égale à celle de la variation de l'intensité du courant qui parcourt le circuit primaire ou circuit inducteur.*

Dès que le courant primaire ou *inducteur* reprend une valeur constante, le courant secondaire ou *induit* cesse immédiatement.

2° *L'intensité et la force électromotrice*[1] *du courant induit sont d'autant plus grandes que la variation d'intensité du courant inducteur dure un temps plus court.*

Ainsi, pour une même variation d'intensité du courant inducteur, l'intensité et la force électromotrice du courant induit augmentent ou diminuent comme la vitesse de variation de ce courant inducteur.

3° *La quantité d'électricité mise en mouvement par l'induction dans le circuit secondaire dépend uniquement de la grandeur de la variation de l'intensité du courant inducteur et non de la vitesse de cette variation.*

1. On appelle *force électromotrice* du courant induit qui parcourt le secondaire de la bobine de Ruhmkorff, le produit de l'intensité du courant *par la résistance électrique de ce secondaire.*

On appelle *quantité d'électricité* mise en mouvement par l'induction dans le circuit secondaire, le produit de l'intensité moyenne du courant induit par le temps pendant lequel ce courant parcourt le circuit secondaire.

En effet, l'intensité J du courant induit variant à chaque instant de sa durée, la quantité d'électricité mise en mouvement par ce courant entre les instants t et $t + \theta$ de sa durée a pour expression $q = \int_t^{t+\theta} J dt$ ou, d'après un théorème bien connu.

$$q = J_m \times \theta$$

J_m étant la valeur moyenne de l'intensité du courant.

4° Considérons deux spires parallèles AA_1, XX_1 (*fig.* 106) par exemple des bobines primaire et secondaire.

Lorsque l'intensité du courant inducteur augmente, la spire XX_1 est parcourue par un courant de sens inverse au courant inducteur qui parcourt la spire AA_1. On exprime ce fait en disant :

Un accroissement dans l'intensité du courant inducteur donne naissance à un courant induit inverse.

Au contraire, lorsque l'intensité du courant inducteur diminue, la spire XX_1 est parcourue par un courant de même sens que celui qui parcourt la spire AA_1. En d'autres termes,

Une diminution dans l'intensité du courant inducteur donne naissance à un courant induit direct.

En particulier, lorsqu'on établit le courant dans le circuit primaire en abaissant la clef de contact C (*fig.* 106), on donne naissance dans le circuit secondaire à un courant *induit de sens inverse* au courant inducteur; au contraire, lorsqu'on rompt le circuit inducteur en soulevant la clef de contact C (*fig.* 106), on donne naissance dans le circuit secondaire à un courant *induit de sens direct*, c'est-à-dire *de même sens que le courant inducteur.*

Remarque. — Dans tout ce qui précède, nous n'avons pas parlé de l'influence du fer doux NS.

Lorsque l'intensité du courant inducteur augmente ou diminue, l'aimantation de ce fer doux augmente ou diminue. Cette variation dans l'aimantation du fer doux, donne naissance, dans le circuit secondaire, à la production d'un courant d'induction. D'ailleurs la variation de l'aimantation du fer doux, qui est de même sens que la variation de l'intensité du courant inducteur, donne également lieu à la production de courants induits de même sens; *une augmentation de l'aimantation du fer doux* donne naissance dans le secondaire à *un courant induit inverse et une diminution de cette aimantation produit un courant induit direct. Le noyau de fer doux ne fait donc qu'ajouter son action à celle du courant primaire de manière à donner dans le secondaire des courants de plus*

grande intensité et, par suite, de plus grande force électromotrice.

La pratique, d'ailleurs, démontre que, à ce point de vue, *l'action du noyau aimanté sur le circuit induit est bien supérieure à l'action directe du primaire*, c'est-à-dire à l'action du primaire agissant seul pour produire les phénomènes d'induction[1].

3. Courant de self-induction. — Les variations d'intensité d'un courant produisent des courants d'induction non seulement dans les conducteurs voisins comme nous venons de le voir, mais encore dans le conducteur même où il circule. Ces derniers courants sont appelés *courants d'auto-induction ou de self-induction.*

Lorque dans un circuit, on augmente l'intensité du courant qui le parcourt, on donne naissance dans ce circuit à un courant de self-induction qui se superpose au courant principal, mais qui est de *sens inverse;* au contraire, si dans un circuit on diminue l'intensité du courant, on fait naître dans ce cir-

1. La bobine de Ruhmkorff constitue un transformateur dit à *action instantanée ou immédiate* (c'est-à-dire dans lequel il ne s'écoule aucun espace de temps entre les modifications qui donnent naissance au courant à utiliser et l'utilisation de ce dernier) et *homomorphique* [c'est-à-dire qui n'agit que sur les qualités du courant (force électromotrice, intensité, fréquence)]. Si, en effet, on fait passer dans le circuit primaire *un courant alternatif d'une certaine fréquence*, on produit dans le circuit secondaire *un courant alternatif ayant la même fréquence* (la fréquence est le nombre de fois qu'en une seconde un courant reprend sa même intensité et sa même direction). La force électromotrice du secondaire est *sensiblement* égale à la force électromotrice du courant primaire multipliée par le rapport du nombre des spires des deux circuits ou *rapport de transformation.* Si la bobine secondaire est à fil fin et possède par suite un grand nombre de tours de fil, la force électromotrice du courant secondaire est plus grande que la force électromotrice du courant primaire. En même temps, la résistance du secondaire étant plus grande que celle du primaire, l'intensité du courant secondaire est plus petite que celle du courant primaire. Ainsi, dans les conditions ordinaires, la bobine de Ruhmkorff transforme un courant de grande intensité et de faible force électromotrice en un courant de faible intensité et de grande force électromotrice. Si au lieu de lancer le courant primaire dans la bobine à gros fil, on le lançait dans la bobine à fil fin, on obtiendrait dans la bobine à gros fil un courant de moindre force électromotrice et de plus grande intensité. Ainsi, avec des bobines convenables choisies, on peut transformer un courant qui a une intensité de 10 ampères et une force électromotrice de 1.800 volts en un courant pont l'intensité est de 171 ampères et la force électromotrice de 100 volts.

cuit un courant de self-induction *direct* ou de même sens que le courant principal.

En particulier, considérons le circuit primaire (*fig.* 106) et fermons-le en abaissant la clé de contact C ; le courant principal qui prend naissance dans la bobine donne lieu à la production d'un courant de self-induction inverse qui tend à s'opposer à l'établissement du courant principal. L'aimantation du fer doux qui va en augmentant agit d'ailleurs dans le même sens pour augmenter l'intensité de ce courant d'induction.

Au contraire, ouvrons le circuit primaire en soulevant la clé de contact C, l'interruption du courant principal et la diminution de l'aimantation du fer doux agissent dans le même sens pour donner naissance à un courant de self-induction de même sens que le courant principal.

Si les deux extrémités du circuit primaire ou les deux conducteurs de la clé de contact sont à une petite distance l'un de l'autre et sont séparés par de l'air, une étincelle jaillissant entre ces deux points rétablit pour le courant de self-induction la fermeture du circuit primaire qui, après l'interruption du circuit principal, se trouve ainsi parcouru par un courant de même sens que celui-ci. *L'effet de la self-induction a donc été ici de prolonger en quelque sorte le courant primaire, d'accroître le temps pendant lequel se produit la variation.*

On donne parfois au courant de *self-induction inverse* qui se produit lors de la fermeture d'un circuit le nom d'*extra-courant de fermeture* et au courant de *self-induction direct* qui prend naissance lors de l'ouverture d'un circuit le nom d'*extra-courant d'ouverture.*

Les intensités et les forces électromotrices de ces extra-courants *vont en augmentant quand on accroît le nombre des spires du circuit qu'ils traversent et surtout quand on augmente la masse du fer doux contenu à l'intérieur de la bobine*

4. Cas où le circuit secondaire n'est pas fermé. — Étincelle d'induction. — Nous avons supposé jusqu'ici que le secondaire de la bobine était fermé. Admettons main-

tenant que les deux extrémités *a* et *b* de ce circuit (*fig.* 106) soient peu éloignées l'une de l'autre et séparées par de l'air.

Lorsqu'on fait varier l'intensité du courant dans le circuit primaire, il jaillit des étincelles entre les points *a* et *b*; le circuit secondaire se fermant par suite de la production de cette étincelle est parcouru par un courant d'induction comme si les deux points *a* et *b* étaient en contact. On donne à cette étincelle le nom d'*étincelle d'induction.*

Observons les étincelles d'induction qui se produisent soit lors de la fermeture du circuit primaire soit au moment de l'ouverture de ce circuit, nous constatons le fait suivant :

Pour une bobine déterminée dont le primaire est parcouru par un courant d'intensité donnée, il y a une distance d des deux extrémités a et b du secondaire au-dessous de laquelle l'ouverture et la fermeture du circuit primaire donnent lieu à la production d'étincelles entre les points a et b et au-dessus de laquelle l'ouverture du circuit primaire produit seul une étincelle entre ces deux points.

En d'autres termes, les courants induits directs d'ouverture peuvent traverser des couches d'air infranchissables aux courants induits inverses de fermeture.

Lorsque la distance des extrémités *a* et *b* est supérieure à une certaine limite, telle que la production des étincelles d'induction dues aux courants d'induction de fermeture ne puisse avoir lieu, le circuit induit est parcouru au moment où éclatent des étincelles par des courants qui, ayant tous le même sens, vont toujours du point *a* au point *b* par exemple.

Ce fait permet, d'après les conventions admises pour la propagation du courant dans un conducteur, de désigner le point *a* sous le nom de *pôle positif de la bobine*, et le point *b* sous le nom de *pôle négatif* de la bobine tout comme s'il s'agissait d'une machine d'électricité statique[1]. De plus, la longueur maxima de l'étincelle que donne une bobine déter-

1. On peut prouver ce fait en montrant que, pour une distance de *ab* supérieure à *d*, il se produit aux deux pôles de la bobine, d'un côté une aigrette lumineuse (pôle positif) et de l'autre un point brillant (pôle négatif).

minée, quantité par laquelle on étalonne couramment les bobines, repère seulement la force électromotrice aux bornes du secondaire du courant induit d'ouverture.

5. Condensateur de la bobine de Ruhmkorff. — Nous avons vu dans ce qui précède que, au moment de l'ouverture du circuit primaire, il se produit une étincelle qui, retardant en quelque sorte l'ouverture du circuit, diminue la vitesse de variation de l'intensité du courant inducteur et la vitesse de variation de l'aimantation de l'aimant NS. Par suite, la production de cette étincelle a pour effet de diminuer la force électromotrice du courant induit.

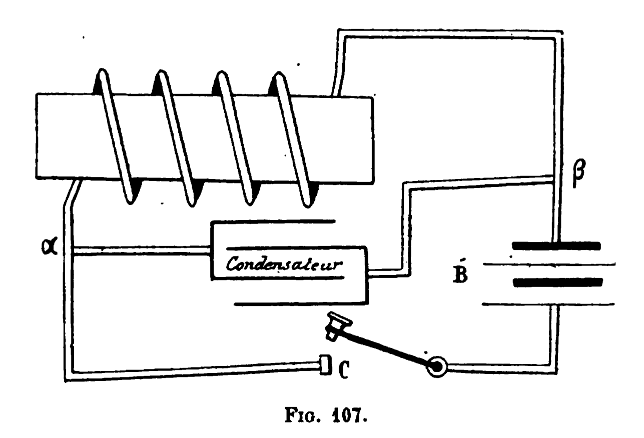


Fig. 107.

Pour supprimer cette étincelle, Fizeau a proposé de mettre les deux armatures d'un condensateur en dérivation sur le circuit primaire, comme le montre la figure 107.

Nous avons représenté (*fig.* 113) un condensateur cylindrique qui enveloppe toute la bobine; l'une des armatures est reliée directement en α à un point de la bobine primaire; l'autre armature, communique par le fil 9 avec la masse du moteur, c'est-à-dire avec la terre à laquelle le circuit primaire est relié par les fils 6, 5, 10. Dans la figure 111 le condensateur est plan et ses armatures sont directement reliées en α et β à

deux points du circuit primaire de manière que ce condensateur soit en dérivation sur ce circuit[1].

6. Interrupteurs du courant primaire. — Comme nous venons de le voir, le courant primaire doit être interrompu et rétabli pour produire entre les deux extrémités *a* et *b* du secondaire, des étincelles d'induction.

Les interrupteurs employés en automobilisme doivent remplir les conditions suivantes :

1° *Ils doivent être construits de telle manière que le moment auquel se fait l'interruption puisse être déplacé par rapport à sa position normale de manière à permettre de produire l'avance ou le retard à l'allumage ;*

2° *Ils doivent être d'un réglage peu délicat qui ne se modifie pas par suite des trépidations de la voiture et des projections d'huile ou de boue qui peuvent se produire ;*

3° *Ils doivent être construits de manière à donner, pendant le temps très court que dure l'allumage, une série d'interruptions très nombreuses donnant naissance à une étincelle très chaude et aussi volumineuse que possible*[2].

7. Trembleurs. — Cette dernière condition est réalisée par l'emploi de *trembleurs*. — Ils sont constitués par une lame

1. On explique l'action du condensateur en admettant que la plus grande partie du courant de self-induction d'ouverture vient charger le condensateur; une partie très faible de ce courant passant seulement par la clé de contact, ne produit plus d'étincelle ou n'en produit qu'une très faible. Le condensateur se décharge ensuite dans la bobine primaire en donnant un courant dont l'action s'ajoute, au moment de la fermeture, à celle du courant primaire et diminue l'influence retardatrice du courant de self-induction de fermeture.

2. S'il n'y a qu'un petit nombre d'étincelles dont chacune est réduite à un simple trait de feu, il peut arriver que ces étincelles jaillissent dans une partie du mélange tonnant trop pauvre pour s'allumer; on est donc exposé à voir se produire des ratés. On comprend facilement qu'il n'en est plus de même si l'étincelle présente un certain volume, si elle se produit sous la forme spéciale que l'on désigne actuellement sous le nom de *chenille*. Dans les laboratoires, on obtient ce phénomène d'une façon bien nette au moyen d'un interrupteur dit de Wehnelt (*fig.* 108). Cet interrupteur se compose essentiellement de deux électrodes qui plongent dans un vase *a* contenant de l'eau acidulée au $\frac{1}{10}$ par de l'acide sulfurique. L'une des électrodes *b*, en plomb, présente une grande surface; l'autre électrode doit, au contraire, présenter la plus petite surface possible; on la

mince et flexible E (*fig.* 110) en acier, encastrée à une extrémité dans une mâchoire E et qui s'applique normalement sur une pointe E.

Si l'on a relié la mâchoire F et la pointe E′ à deux points du circuit primaire, la lame E, dans sa position normale, laisse passer le courant primaire dans la bobine. Mais, si on écarte cette lame pour l'amener en E_1, la pointe E′ cesse d'être en contact avec elle et le courant primaire est rompu ; si on abandonne alors la lame E, elle reprend d'elle-même, par son élasticité, sa position première et rétablit le courant dans la bobine primaire.

Il suffit donc, pour obtenir un grand nombre d'interruptions dans un temps très court, de provoquer la vibration rapide de la lame E.

forme d'un fil de platine *c* soudé à l'extrémité d'un tube de verre *d* rempli de mercure. L'électrode de large surface doit être reliée au pôle négatif de la source d'électricité utilisée ; l'électrode filiforme au pôle positif. Dans ces conditions, si la source utilisée présente un voltage assez élevé (50 volts au minimum), une série d'interruptions rapides se produit au voisinage du fil de platine, au sein du liquide. Le nombre des interruptions par seconde varie avec la longueur, le diamètre du fil de platine employé et avec la nature du liquide dans lequel plongent les électrodes. Il égale en moyenne 5 à 600 et peut atteindre 800. Avec un tel interrupteur, on obtient l'étincelle, non plus sous forme d'un trait lumineux unique, mais sous celle d'un faisceau de traits lumineux auquel on a donné le nom de *chenille*.

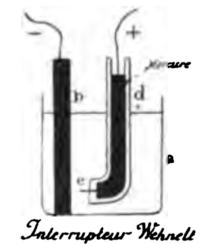
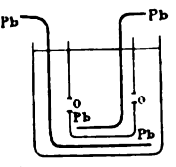


FIG. 108.

On a donné à l'interrupteur Wehnelt toute une série de formes (Voir pour la description de ces divers interrupteurs, A. Turpain, *les Applications pratiques des ondes électriques*, p. 85 à 103, Paris, Naud, 1902). L'une de ces formes, qui est la plus simple et la plus robuste, est celle qui a été imaginée par M. Caldwell (*The Electrical Review*, t. XLIV, p. 837, mai 1899) et par M. Simon (*Wiedemann's Annalen*, t. LXVIII, p. 860, août 1899). Au lieu d'employer une électrode filiforme et une électrode à large surface, on prend deux électrodes à large surface, deux lames de plomb par exemple. Deux vases d'inégales grandeurs sont placés l'un dans l'autre et contiennent chacun une des lames de plomb. Ils sont remplis d'eau acidulée au $\frac{1}{10}$ par l'acide sulfurique. Le vase intérieur communique avec le vase extérieur par un ou plusieurs orifices *o*, *o* (*fig.* 109), obtenus en perforant dans la paroi de petits trous de moins de 1mm,5 de diamètre. C'est au voisinage immédiat de ces orifices que les interruptions se produisent.



Interrupteur Wehnelt à orifices.

FIG. 109.

Trembleur magnétique. — Pour cela beaucoup de constructeurs utilisent l'aimantation que produit le passage du courant primaire dans le faisceau de fils de fer placé au centre de la bobine. Si on place en effet à l'extrémité de E (*fig.* 110) une petite masse C de fer doux, cette masse, attirée par l'extrémité S de l'aimant, est entraînée ainsi que la lame E ; le circuit primaire se rompt ; aussitôt l'aimantation cesse dans l'aimant de la bobine, la lame revient au contact de la vis, le courant circule à nouveau dans la bobine ; d'où aimantation, rupture du courant, etc. On peut augmenter ou diminuer la

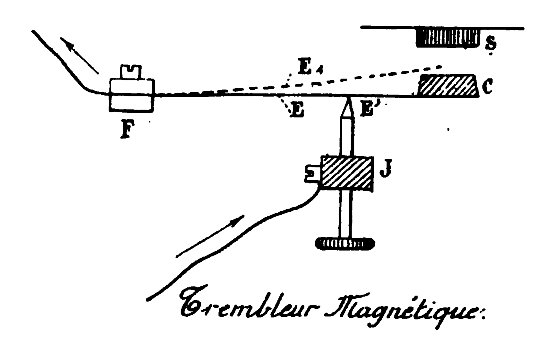


Fig. 110.

fréquence des étincelles en modifiant l'amplitude des oscillations de la lame E. Si on agit sur la vis J pour presser la pointe E' sur la lame et tendre celle-ci à la façon d'un ressort, les vibrations sont plus rapides. Il ne faut pas d'ailleurs exagérer cette tension de la lame, sous peine de difficultés de départ ou même de collage de la barre C sur le noyau de fer doux de la bobine.

Nous avons représenté dans la figure 111 l'installation complète d'un trembleur magnétique. Le courant des accumulateurs vient par le conducteur 1, par les bornes *a* et *b*, par le conducteur 2 à la vis H mobile dans l'écrou J. Le contact étant établi en E' entre la vis H et la lame flexible E, le courant primaire passe par cette lame, traverse la bobine pri-

maire à gros fil de la bobine d'induction, sort de cette bobine par la borne *c* et par le fil 3.

Lorsque le ressort R vient en contact avec la pièce métallique P le courant primaire revient aux accumulateurs par le contact P, le ressort R, le fil 4, le conducteur C', le fil 5.

La pièce *z* sert pour produire les variations du point d'allumage. Elle est en substance isolante et porte un disque T iso-

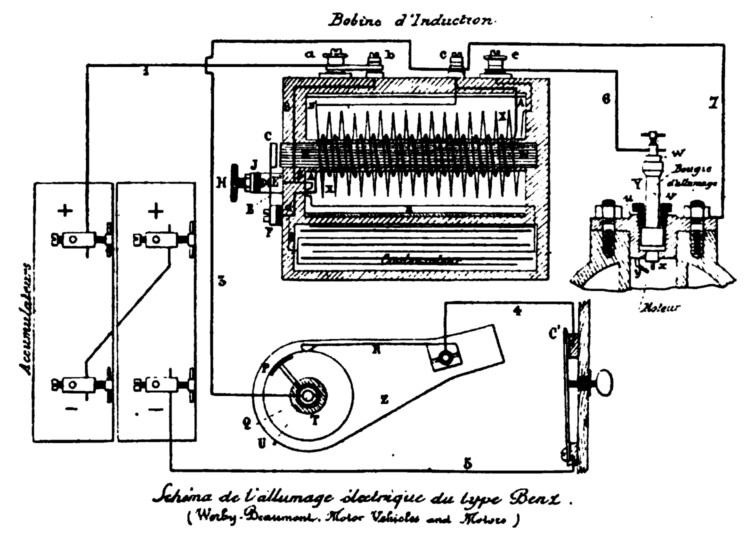


Schéma de l'allumage électrique du type Benz.
(Worby-Beaumont. Motor Vehicles and Motors)

Fig. 111.

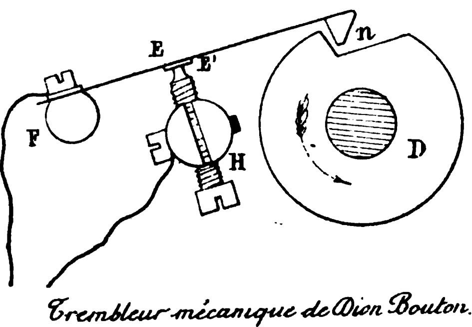
lant, sur la circonférence duquel est fixée une plaque conductrice P en relation par un conducteur avec l'anneau Q monté isolé sur le tourillon qui porte la came de commande de la soupape d'échappement et qui fait un nombre de tours moitié moindre que l'arbre du moteur. Enfin un ressort R frotte sur la surface du disque T. Lorsque l'extrémité de ce ressort vient en contact avec la pièce métallique P, le circuit primaire est fermé et le trembleur magnétique de la bobine d'induction se met en mouvement; le circuit primaire est interrompu aussitôt que cesse le contact entre le ressort R et la plaque conductrice P.

On voit immédiatement que, si l'on fait tourner la pièce *z*

autour de l'axe U on peut éloigner ou rapprocher la pièce P de l'extrémité du ressort R ; on produit ainsi l'avance ou le retard à l'allumage.

Trembleur mécanique. — On reproche parfois au trembleur magnétique de ne pas toujours présenter la sécurité de fonctionnement désirable. Aussi propose-t-on d'actionner mécaniquement la lame élastique E (*fig.* 112).

C'est dans ces conditions qu'est disposé le trembleur de Dion-Bouton (*fig.* 112). La lame E porte une touche que soulève la came D mue par l'arbre de distribution ; la lame flexible ne peut donc appuyer sur la pointe E′ de la vis H qu'au moment où la touche tombe dans l'encoche *n* de la came, chute qui est nécessairement accompagnée de quelques oscillations de la lame E.



Trembleur mécanique de Dion Bouton.
(G. Coupan - Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 1er Juin 1902)

Fig. 112.

La figure 113 représente l'installation complète d'un trembleur mécanique de Dion-Bouton. Le courant primaire part de la batterie d'accumulateurs par le fil 4 et la borne *a*, passe dans l'enroulement primaire, revient à la borne *c*, traverse le fil 1, arrive à la borne *r*, enfin passe de là dans la vis H. Lorsque le contact entre la lame E et la vis H est établi en E′, le courant primaire passe à travers la lame E, vient à la borne *s*, suit le fil 2 et arrive à la masse du moteur, c'est-à-dire à la terre ; le second pôle de la batterie est réuni à la terre par les fils 5 et 10. Dans la figure 113, le courant primaire est interrompu.

On conçoit maintenant qu'en faisant tourner la plaque isolante Z autour de l'arbre de distribution, on puisse déplacer l'encoche *n* par rapport à l'extrémité de la lame E et, par suite, produire l'avance ou le retard à l'allumage.

Inconvénients du trembleur mécanique. — Dans le trembleur mécanique que nous venons de décrire, la lame élastique E doit osciller autour de sa position d'équilibre pour produire une série d'ouvertures et de fermetures du circuit primaire. L'amplitude de sa vibration doit donc être assez grande et par suite, lorsque le circuit primaire est interrompu, la dis-

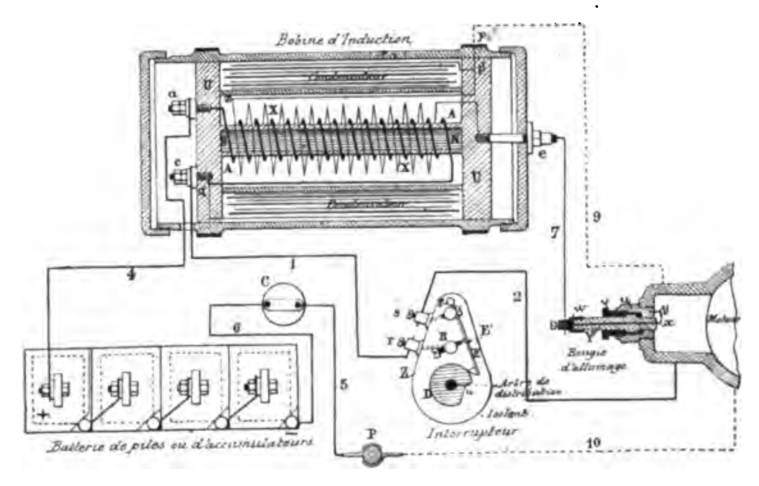


Schéma de l'allumage de Dion-Bouton.
(Worby-Beaumont, Motor Vehicles and Motors.)

N.S. *Aimant formé de fils de fer*
U. *Bobine isolante.*
AA. *Circuit primaire.*
a. c. *Extrémités de la bobine primaire.*
XX. *Circuit secondaire.*
p. *Plaques de métal en connection avec l'une des extrémités du circuit secondaire.*
e. *Autre extrémité du circuit secondaire.*
D. *Disque métallique.*
n. *Encoche dans le disque D.*
E. *Lame élastique en relation avec la borne S.*
E'. *Contact de platine*
H. *Vis en relation avec la borne T.*

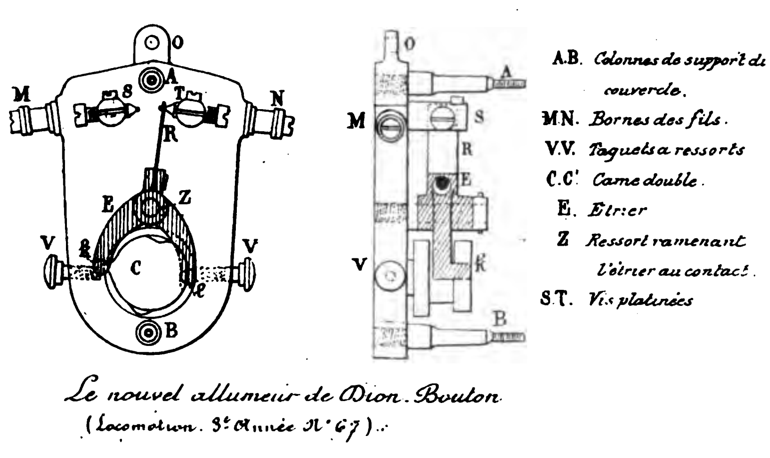
Fig. 113.

tance qui existe entre la lame E et l'extrémité E' dans la vis H doit être assez grande.

Or, si la came D tourne lentement, le bec qui se trouve à l'extrémité de la lame E ne tombe pas brusquement dans l'encoche *n*. La lame n'est pas animée de vibrations d'une amplitude suffisante et ne vient pas toucher l'extrémité E' de la vis H ; il se produit des ratés. Pour que la lame E ait une amplitude de vibration assez grande pour venir au contact de la pointe E', il faut que la came tourne avec une vitesse qu'elle

ne possède généralement pas dans les premiers instants de la mise en train, puisque sa vitesse est invariablement liée à celle du moteur. D'où la nécessité de tourner très vite et souvent très longtemps la manivelle du moteur, ce qui rend la mise en marche pénible et laborieuse.

Il ne faut pas songer à remédier à cet inconvénient de la mise en train en rapprochant la vis butée assez pour qu'il y ait contact avec la lame vibrante au moment même ou le bec de celle-ci descend dans le cran de la came. On n'aurait pas en



Le nouvel allumeur de Dion-Bouton (Locomotion. 3e Année N° 67)

FIG. 114.

effet dans ce cas de vibration de la lame E; on produirait non pas une série d'interruptions et de rétablissements du courant primaire, mais une seule fermeture de ce courant; on n'aurait qu'une seule étincelle. De plus la lame E, restant en contact avec E' un temps appréciable, mettrait la batterie de piles ou d'accumulation en court-circuit, inconvénient grave qui produirait sa détérioration.

Nouvel allumeur de Dion-Bouton. — Aussi la maison de Dion-Bouton vient-elle de pourvoir sa voiture à deux cylindres (type 1903) d'un allumeur de modèle nouveau. Le trembleur est remplacé par une lame rigide R (*fig.* 114) qui vient alternativement faire contact avec l'une des deux vis platinés S et T,

mais *qui ne vibre pas*. Cette lame est montée sur un étrier E qui peut osciller sur son centre selon les mouvements que lui donne une came double C formée de deux cames identiques superposées, mais de telle façon que le bec de l'une soit écarté d'un quart de tour du bec de l'autre (à cause des allumages des deux cylindres). Les branches de cet étrier sont terminées en *k* et en *l* par des pièces rondes rapportées et trempées qui suivent la came double dans tous ses mouvements. Quand, par exemple, le bec de la came d'avant repousse le bras *k* pour amener la lame R au contact de T, le bras *l* se loge dans le creux de la came d'arrière; mais à peine y est-il descendu que la came l'en fait sortir et que le contact de R et de T cesse[1].

Inconvénients du trembleur magnétique. — Étudions maintenant le dispositif qui consiste à faire fermer, au moment convenable, par une came à bossage, le circuit primaire d'une bobine à trembleur magnétique dont les vibrations donnent lieu à une série d'étincelles entre les bornes de la bougie d'allumage.

Cette méthode a l'avantage de rendre la mise en marche du moteur beaucoup moins pénible et laborieuse qu'avec le dispositif précédent. En effet, on peut tourner la manivelle de mise en marche aussi lentement que l'on voudra ; il y a toujours un courant primaire qui, étant interrompu et rétabli par le trembleur magnétique donne naissance à des étincelles produisant sûrement l'inflammation du mélange[2].

Ce dernier système a donc sur le trembleur mécanique l'avantage de provoquer au départ un allumage qui est toujours sûr. Par contre, il présente l'inconvénient, que n'a pas le premier système, de donner des ratés lorsque le moteur tourne à plus de 1.200 tours par minute. En effet, la fréquence de vibration du modèle du trembleur actuellement et généralement employé est comprise entre 163 et 172 vibrations simples par

1. L. Baudry de Saunier, *la Voiture de Dion-Bouton* (*deux cylindres*) [*Locomotion*, 3e année, n° 67, p. 22].

2. J. Desjardins, *Une nouvelle bobine d'allumage* (*Locomotion*, 2e année, n° 50, p. 581).

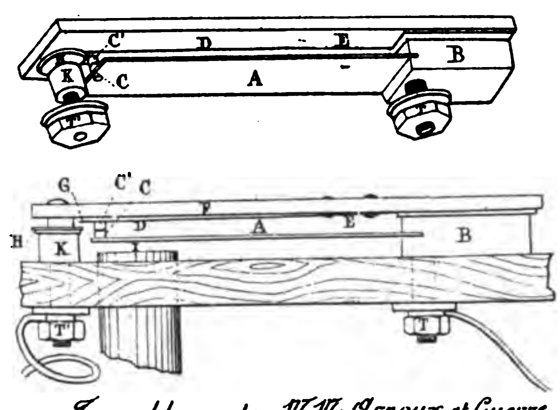
seconde, ce qui, par conséquent, correspond à 81 et 86 ruptures de courant; le temps nécessaire aux trembleurs actuellement employés pour rompre puis établir le courant primaire est de $\frac{1}{86}$ de seconde au minimum. Or supposons que le temps pendant lequel le courant est fermé par la came soit inférieur à $\frac{1}{86}$ de seconde; la lame vibrante de la bobine d'induction pourra pendant ce temps ouvrir le circuit primaire; mais lorsqu'elle reviendra à son point de départ pour fermer le circuit, celui-ci sera déjà ouvert par la suppression du contact de la came. Il n'y aura donc pendant la durée du contact de la came, qu'une seule étincelle de rupture au lieu du flot d'étincelles que nous avons montré être nécessaire pour être bien certain de l'allumage du mélange tonnant contenu dans le moteur. Ainsi donc, suivant que la durée de fermeture par la came du courant primaire sera supérieure ou inférieure à $\frac{1}{86}$ de seconde, il y aura avec les trembleurs ordinaires une série d'étincelles d'allumage ou une seule étincelle de rupture; il y aura, pour un mélange tonnant convenable, allumage certain ou raté possible.

Or c'est précisément ce qui se passe dans les moteurs qui tournent à des vitesses supérieures à 1.200 tours par minute. En effet, la came de contact est commandée par un pignon qui fait un tour quand le moteur en fait deux; d'autre part, le temps pendant lequel le contact est établi est la durée qui correspond à $\frac{1}{10}$ de tour du pignon. Si le pignon fait 600 tours par minute (1.200 tours pour le moteur), il fait 10 tours par seconde et la durée de $\frac{1}{10}$ de tour est égale $\frac{1}{100}$ de seconde, c'est-à-dire inférieure aux temps nécessaire au trembleur pour donner une rupture et une fermeture du circuit.

Pour éviter des ratés d'allumage avec des moteurs tournant à plus de 1.000 tours, il convient donc d'employer des bobines

munies de trembleurs dont la période de vibration totale soit inférieure à $\frac{1}{80}$ de seconde.

Trembleur de MM. Arnoux et Guerre. — C'est à ce résultat que sont parvenus MM. Arnoux et Guerre, en construisant un modèle du trembleur donnant, sous 4 volts, 436 ruptures par seconde (ou 872 oscillations simples), c'est-à-dire 5 étincelles de rupture dans le temps où le trembleur ordinaire en donne une. Avec un tel trembleur, on peut pousser la vitesse jusqu'à 5.000 tours, valeur qu'on est loin d'atteindre même avec les très petits moteurs.



Trembleur de MM. Arnoux et Guerre. (Locomotion 2e Année N°50)

Fig. 115.

Comme le montre la figure 115, le trembleur proprement dit est réduit à une simple lame d'acier très magnétique, de la largeur du noyau inducteur et de $\frac{2}{10}$ à $\frac{3}{10}$ de millimètre d'épaisseur, encastrée par une de ses extrémités dans une masselotte isolée B et munie à l'autre extrémité d'un contact ou rivet en platine C.

Au repos, cette lame A est bandée contre une autre lame D, très élastique, beaucoup plus courte, munie également d'un contact en platine C', qu'une bande initiale de la lame D force à s'appuyer constamment sur le contact C et cela quelle que soit l'amplitude des vibrations de la lame principale A. La lame D est fixée par une de ses extrémités E sur une plaquette ou platine en fer doux F ; son autre extrémité G se termine par

un bec susceptible d'être arrêté dans sa course vibratoire par un entablement H ménagé dans la colonnette support K. La platine en fer doux E s'aimante sous l'influence du noyau inducteur de la même manière que la lame A ; elle repousse alors celle-ci et ajoute ainsi son action à celle du noyau inducteur.

Le fonctionnement de ce trembleur est alors le suivant.

Dès que le courant traverse le primaire de la bobine et le contact CC' (*fig.* 116) par l'intermédiaire des lames A et D et

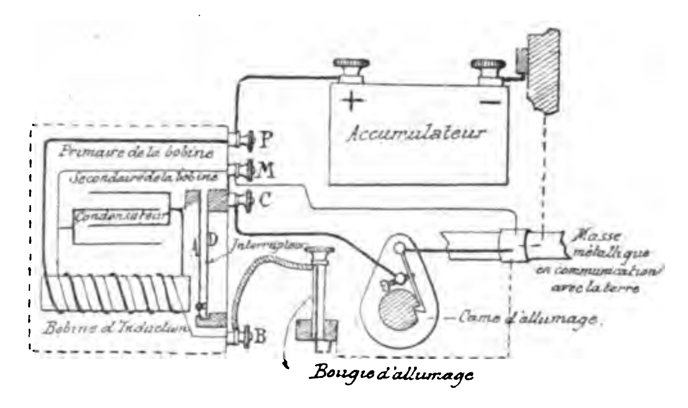


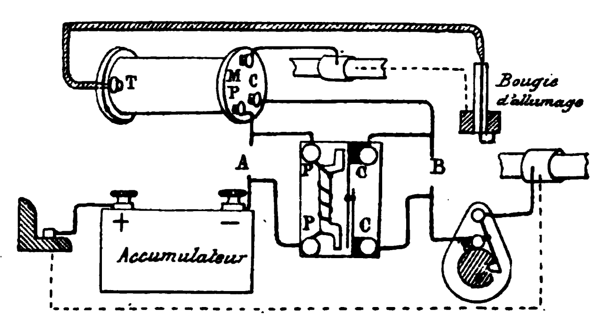
Schéma de l'appareil Arnoux et Guerre.
(Locomotion. 2e Année. N° 50)

Fig. 116.

des tiges T et T', le noyau inducteur attire la lame A que la contre-lame D accompagne jusqu'au moment où le bec G de cette dernière est brusquement arrêté dans sa course par la butée H. Cet arrêt en pleine vitesse vibratoire de la lame de contact D a pour effet de produire une rupture extrêmement brusque du courant primaire et par suite, d'augmenter comme nous l'avons vu la force électromotrice de l'extra-courant de rupture.

Remarque. — On construit même ce trembleur isolé, c'est-à-dire applicable à toutes les bobines actuelles possédant ou non un trembleur magnétique. Par exemple, le propriétaire d'une

voiture de Dion peut installer dans le circuit électrique de celle-ci, *sans rien modifier au dispositif actuel*, un trembleur magnétique représenté en PPCC (*fig.* 117) qu'il suffit de monter, comme l'indique la figure. De la sorte, le trembleur mécanique



Installation du trembleur magnétique Arnoux et Guerre sur une bobine quelconque.
(Locomotion 2e Année N: 50)

Fig. 117

de Dion n'a plus besoin de réglage minutieux; il suffit qu'il touche la vis platinée lorsqu'il tombe dans l'encoche[1].

Vibreur de M. Lacoste. — Pour obtenir des interruptions très rapides, M. Lacoste[2] diminue l'inertie du trembleur en supprimant le marteau du trembleur, c'est-à-dire la masse C (*fig.* 118) qui se trouve à l'extrémité de la lame élastique du trembleur. Mais, pour éviter que cette lame ainsi allégée ne

1 Dans le numéro 75 de la *Locomotion* (7 mars 1903), M. L. Baudry de Saunier signale, à propos de cet appareil, quelques points que la pratique a enseignés :

1° *Le coup de manivelle pour la mise en marche* ne doit pas être *brusque* comme lorsqu'il s'agit d'un simple trembleur mécanique (type de Dion-Bouton ou analogue), mais *lent*. Le meilleur procédé consiste à passer lentement le point de compression en appuyant progressivement sur la manivelle. Le moteur doit partir dès que la compression est vaincue;

2° Il y a intérêt, si l'on désire une marche de rendement maximum, à faire de l'auto-trembleur un *auto-démarreur*, c'est-à-dire à ne conserver l'auto-trembleur que pour la mise en marche ou pour un régime très lent.

2. Léon Overnoy, *Nouveautés pour l'allumage électrique* (*Locomotion*, 3e année, n° 75, p. 151).

soit trop facilement attirée par le noyau magnétique inducteur de la bobine et ne rompe le circuit primaire avant que le courant primaire n'ait atteint son intensité de régime normal, le constructeur emploie le dispositif suivant inspiré par celui de MM. Arnoux et Guerre.

Le vibreur de M. Lacoste se compose de deux lames de flexibilités différentes, rivées l'une sur l'autre. Lorsque le vibreur est au repos (*fig.* 118) la lame inférieure C_2 applique, par l'effet de son ressort, la lame supérieure C_1 contre elle-même et

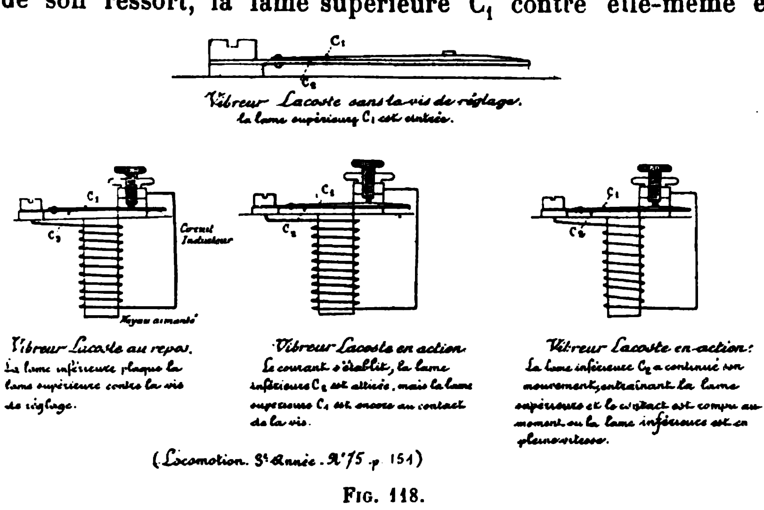


FIG. 118.

contre la vis de réglage qui lui amène le courant. Quand on fait passer le courant dans le circuit inducteur, la lame C_2 est attirée la première, elle s'incurve et pendant ce temps, le circuit primaire est toujours établi par l'intermédiaire de la lame C_1 ; lorsque la lame C_2 a effectué une course convenable, elle attire la lame C_1, et le circuit primaire est interrompu *très brusquement*. Or cette course de la lame C_2 qui correspond à la rupture du circuit primaire, a été réglée par le constructeur de telle façon que le courant inducteur acquière avant sa rupture son intensité de régime[1].

1. On a proposé dans ces derniers temps un grand nombre d'interrupteurs

8. Schémas d'allumage. — Nous avons donné dans ce qui précède des schémas d'allumage pour moteurs monocylindriques. Les figures 119 et 120 représentent des schémas d'allumage pour les moteurs à deux cylindres et pour les moteurs à quatre cylindres. La figure 119 représente en somme la superposition de deux allumages pour moteurs monocylindriques ; cet allumage comprend en effet deux bobines d'induction complètes. Les connexions sont d'ailleurs établies de telle façon

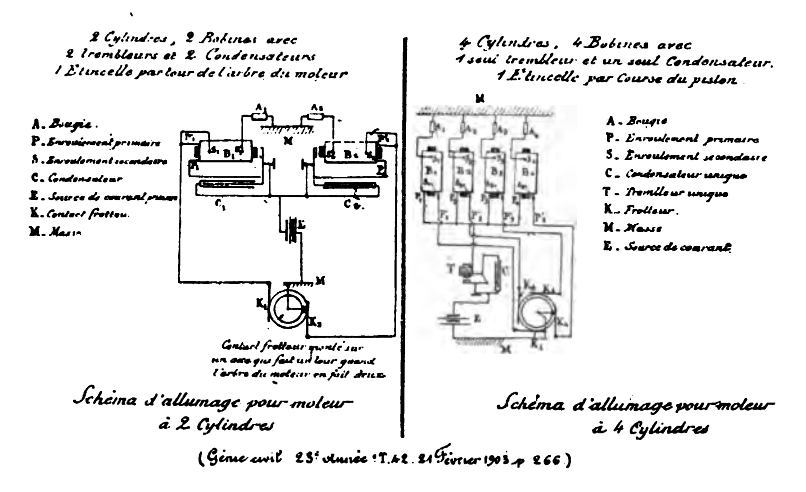


Fig. 119 et 120.

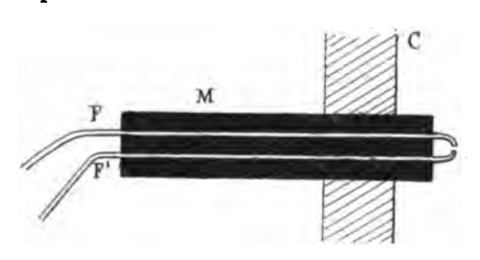
qu'il éclate une étincelle par chaque tour du moteur. Dans la figure 120, on a quatre bobines d'induction avec un seul trembleur T et un seul condensateur C. Les connexions sont établies de telle façon qu'il éclate une étincelle par course du piston ; en effet, les frotteurs $K_1K_2K_3K_4$ sont disposés de telle façon que deux contacts successifs fassent entre eux un angle égal à $\frac{\pi}{2}$; comme l'axe qui porte la pièce conductrice qui vient toucher

rapides applicables aux bobines de moteurs d'automobiles ; nous ne pouvons décrire ici tous ces dispositifs : il convient toutefois de citer parmi les meilleurs le *Rupteur atonique de J. Carpentier*, qui est un vibreur du genre de celui de M. Lacoste.

les frotteurs ne fait qu'un tour pendant que l'arbre de la machine en fait deux, la rotation de l'angle $\frac{\pi}{2}$ de cet axe correspond à une rotation de l'angle π de l'arbre de la machine et, par suite, à une course du piston du moteur.

Nous verrons plus loin un schéma d'allumage pour moteur de huit cylindres, appliqué récemment par la maison Charron, Girardot et Voigt, dans le moteur qu'elle applique à la traction d'une voiture de course sans changement de vitesse[1]

9. Bougie d'allumage. — Nous venons de voir comment on produit des variations de l'intensité du courant inducteur. On fait jaillir l'étincelle du secondaire, à l'intérieur du cylindre, entre les extrémités des deux fils métalliques isolés l'un de l'autre et en communication avec l'induit à fil fin de la bobine d'induction. C'est ce qu'on appelle la *bougie d'allumage*.



Principe d'une bougie d'allumage électrique (G. Coupan Bulletin de la Société des Agriculteurs de France. 1er Juin 1902 p. 599)

Fig. 121.

Le principe en est le suivant (*fig.* 121). Une masse cylindrique E en matière isolante traverse la paroi du

1. Le nombre des schémas d'allumage indiqués par plusieurs conducteurs, pour le cas de plusieurs cylindres, est actuellement très considérable. On les trouve représentés dans les numéros suivants de la *Locomotion*.

Comment allumer :

4 cylindres par un seul trembleur (*Locomotion*, 3e année, n° 80, 11 avril 1903);
Id. *id.* *id.* (*Locomotion*, 3e année, n° 81, 18 avril 1903);
Id. *id* *id.* (*Locomotion*, 3e année, n° 83, 2 mai 1903).

L'allumage :

De 4 cylindres par un seul trembleur (*Locomotion*, 3e année, n° 84, 9 mai 1903);
Id. *id.* *id.* (*Locomotion*, 3e année, n° 88, 6 juin 1903);
Id. *id.* *id.* (*Locomotion*, 3e année, n° 91, 27 juin 1903);
De 4 cylindres par une seule bobine à trembleur (*Locomotion*, 3e année, n° 92, 4 juillet 1903);
Id. *id.* *id.* *id.* (*Locomotion*, 3e année, n° 95, 25 juillet 1903.

cylindre C au niveau de la chambre de compression et est percée, parallèlement à son axe, de deux trous dans lesquels sont engagés les fils F et F′ en relation avec le secondaire de la bobine d'induction; les extrémités libres de ces fils dépassent légèrement, à l'intérieur du cylindre, la masse isolante et aboutissent à un ou deux millimètres l'un de l'autre. La matière isolante constituant la bougie est ordinairement de la porcelaine.

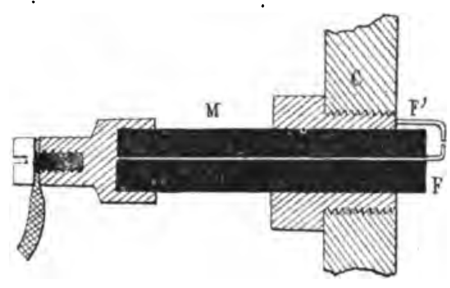
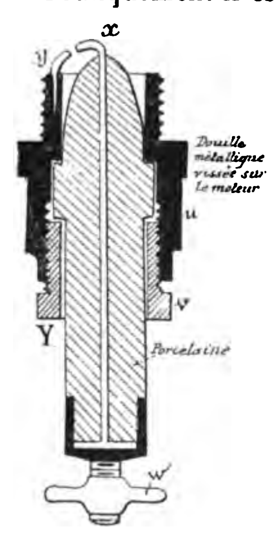


Fig. 122.

Pratiquement il est inutile de loger les deux fils à l'intérieur de la bougie; on se borne à n'y en faire passer qu'un seul; l'autre fil est fixé extérieurement au cylindre de porcelaine, sur la douille métallique qui sert à visser la bougie à la paroi de la chambre d'explosion (*fig.* 122). Dans ces conditions, c'est la masse de fonte du moteur qui joue le rôle de deuxième fil conducteur ; elle est en relation avec l'autre extrémité du secondaire. On dit parfois, pour exprimer ce mode d'établissement du circuit électrique, que le *courant est mis à la masse.*



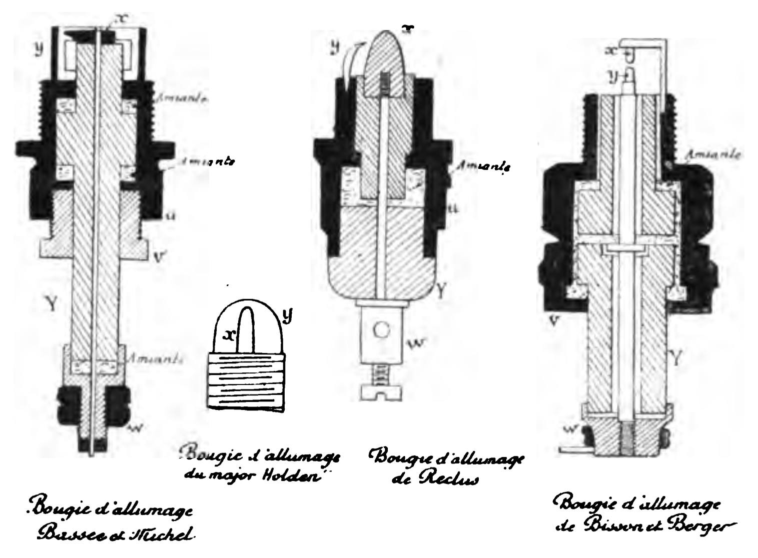
Bougie d'allumage de Dion-Bouton.

Fig. 123.

Si nous nous reportons à la figure 111, représentant le schéma d'allumage avec bobine avec trembleur, nous voyons que les deux extrémités du fil du secondaire aboutissent aux bornes *c* et *e*; la borne *e* est en relation par le fil 6 avec le conducteur intérieur *x* de la bougie et la borne *c* est en communication avec la masse du moteur par le fil 7. Dans la figure 113

du schéma d'allumage à bobine sans trembleur, les deux extrémités du secondaire aboutissent d'une part, à une borne e, d'autre part à la plaque métallique p ; celle-ci est en relation par le fil 9 avec la masse du moteur, tandis que le fil intérieur x de la bougie communique par le fil 7 avec la borne e.

Les figures 123 à 127 représentent divers types de bougies



(Worby-Beaumont. Motor Vehicles and Motors)

Fig. 124 à 127.

d'allumage. Dans toutes ces bougies, x est l'extrémité du fil intérieur et y est l'extrémité reliée à la masse du moteur. Les bougies Bassée et Michel (*fig.* 124) et Holden (*fig.* 125) présentent cette particularité que la partie conductrice y, en relation avec la masse du moteur, est formée par un anneau métallique qui entoure la pointe x ; ce dispositif est employé pour donner un plus grand volume à l'étincelle qui éclate dans le moteur. La bougie Reclus (*fig.* 126) a été combinée en vue d'obvier aux ratés produits par les variations d'écartement

des pointes (dues notamment à la dilatation dont elles sont l'objet) et à la rupture de la porcelaine. Pour parer aux premières, la tige centrale se termine, non plus en pointe, mais par une pièce massive en forme d'obus, qui permet à l'étincelle d'éclater en un point quelconque de sa périphérie. Afin d'éviter la rupture de la porcelaine, celle-ci n'est plus sertie contre le culot par un boulon; elle est soudée dans sa chemise métallique par un ciment spécial destiné à éviter ainsi toute fuite.

La porcelaine se casse d'habitude parce que l'un de ses bouts est porté à une haute température, tandis que l'autre est refroidi par l'air extérieur. Dans la bougie Bisson et Berger ou bougie à hélice (*fig.* 127) la porcelaine est en deux parties séparées par une rondelle calorifuge en amiante. Cette bougie tire son nom de ce que le fil du circuit est serré sur sa borne, non plus par un écrou, qui exerce sa torsion sur la porcelaine et le rend plus fragile, mais par une hélice qui entoure la borne.

Enfin dans la bougie P.M., la porcelaine est remplacée par du mica. La tige centrale isolée est un boulon d'acier recouvert de feuilles de mica enroulées; des disques de mica, percés au centre, sont ensuite enfilés sur le tout, afin de donner le diamètre convenable ; enfin le tout est fortement serré par des écrous. L'ensemble forme un bloc très isolant et indifférent aux variations de température comme aux trépidations.

10. Allumage par circuit secondaire interrompu. — Dans ce qui précède, nous avons supposé que le fil du secondaire était relié directement au fil central de la bougie. Dans ces conditions si, par suite de la décomposition par la chaleur d'une petite quantité d'huile introduite dans la chambre de combustion du moteur, un filament de charbon, conducteur de l'électricité, vient à relier les deux parties x et y entre lesquelles les étincelles éclatent, ces dernières ne se produisent plus, le circuit secondaire étant fermé sur lui-même. On dit alors que la bougie est *encrassée*.

Supposons que la bougie soit encrassée, et au lieu de relier

immédiatement le fil du secondaire de la bobine au conducteur central de la bougie, attachons-le à une distance de 1 à 2 millimètres de la tête, de telle sorte qu'il y ait une solution de continuité dans le courant, nous observons le phénomène suivant.

Aussitôt que le courant secondaire prend naissance, on aperçoit à la fois des étincelles entre le secondaire et la tête de la bougie et dans le moteur entre les deux conducteurs de cette bougie. L'allumage électrique par étincelle fonctionne malgré l'encrassement de la bougie.

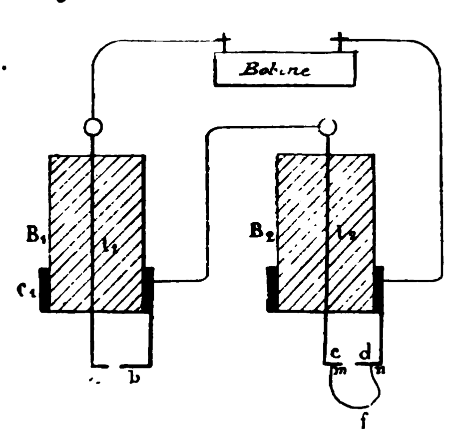


Fig. 128.

MM. Chauvin et Arnoux ont donné à cette expérience une forme élégante qui va nous conduire à l'explication du fait précédent[1].

Deux bougies B_1 et B_2, isolées (*fig.* 128) sont reliées entre elles en tension et au secondaire d'une bobine d'induction, comme le montre la figure 128. Les deux pointes *a* et *b* de la bougie B_1 sont isolées l'une de l'autre; les deux pointes *c* et *d* de la bougie B_2 sont reliées par un fil conducteur *mfn* (dans l'expérience de MM. Chauvin et Arnoux, ce fil conducteur est constitué par un fort trait de crayon allant de la partie filetée à la pointe centrale). Si on fait éclater des étincelles entre *a* et *b*, on voit des étincelles éclater également entre les pointes *c* et *d*; mais, si on établit un court-circuit entre *a* et *b*, les étincelles cessent d'éclater entre *c* et *d*, le courant secondaire se fermant par le fil *mfn*.

1. Diverses explications très ingénieuses ont été données de ce fait, mais aucune d'elles ne nous semble rendre compte du phénomène dans tous ses détails. Voir pour ces explications : *Un curieux cas d'allumage* (*Locomotion*, 3e année, n° 67; p. 31 ; 3e année, n° 68, p. 34 ; 3e année, n° 70, p. 71).

11. Propriétés générales des circuits parcourus par des courants alternatifs de grande fréquence. — On peut donner de ce phénomène une théorie qui rende compte de tous les faits observés en partant des propriétés générales des circuits parcourus par des courants alternatifs de grande fréquence.

Un circuit est parcouru par un courant alternatif de *période* T lorsque, à deux instants t et $t + T$, le courant possède la même intensité et la même direction. Si le courant a N périodes par seconde, le produit $N \times T$ de ce nombre de périodes par la période elle-même étant égal à 1, le quotient $\frac{1}{T}$ est égal à N. Ce nombre N reçoit le nom de *fréquence* du courant alternatif. Plus la fréquence d'un courant alternatif est grande, plus sa période est petite et inversement.

Ceci posé, considérons un fil *plein*, de longueur l et de section s, parcouru par un courant *continu*. La résistance que ce fil oppose au passage du courant est proportionnelle à sa longeur et en raison inverse de sa section; un fil est d'autant plus résistant qu'il est plus long et plus fin; un gros fil, de faible longueur, n'a qu'une résistance très faible. Si nous réduisons la section d'un fil, nous augmentons sa résistance. Un moyen d'arriver à ce résultat consiste à évider le fil, à enlever la matière centrale, à transformer le fil en un tube; un tube métallique oppose au passage d'un courant continu une résistance qui dépend non plus de la section totale du tube, mais de la section des parois.

Lorsqu'un courant continu circule dans un fil plein, toute la matière du fil, aussi bien la partie centrale que la partie avoisinant la surface extérieure, concourt à la propagation de ce courant.

Il n'en est plus de même quand ce fil est parcouru par un courant alternatif. Voici alors ce qui se passe.

Tant que la fréquence du courant est faible, la propagation du courant alternatif se fait comme celle du courant continu par toute la matière du fil. Mais, lorsque la fréquence du cou-

rant augmente, la partie centrale du fil cesse d'être parcourue par le courant; *la propagation se fait uniquement dans la couche annulaire qui avoisine la surface extérieure du fil; l'épaisseur de cette couche va en diminuant à mesure que la fréquence va en augmentant.* Tout se passe comme si le fil était transformé en un tube dont l'épaisseur des parois va en décroissant à mesure que la fréquence du courant augmente. Or un tel tube dont les parois diminuent d'épaisseur oppose au passage du courant une résistance croissante.

On peut donc dire que, si la fréquence du courant devient suffisamment grande, la propagation de ce courant se fait presque uniquement par la surface extérieure du fil, qui oppose alors une résistance très considérable.

Si l'on prend un fil de cuivre, l'épaisseur *e*, comptée à partir de la surface, et représentant la partie du métal qui participe seule à la propagation du courant, présente les valeurs suivantes en fonction de la fréquence N[1].

Fréquence N du courant alternatif	Epaisseur e de la matière du fil à partir de laquelle l'intensité du courant qui se propage est négligeable
1	44 centimètres.
100	4,4
10.000	0,44
1.000.000	0,044
100.000.000	0,0044
10.000.000.000	0,00044.

Si donc on prend un fil de cuivre ordinaire dont le dia-

1. L'épaisseur ε pour laquelle l'intensité du courant est réduite à la n^e partie de sa valeur sur la surface est :

$$\varepsilon^{\text{cent}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{T}{\mu c}}\ \text{log. nép.}\ n$$

formule dans laquelle μ est la perméabilité du milieu dans lequel se propage le courant; c est la conductibilité spécifique du milieu, T est la durée de la période du courant alternatif.

Si le milieu qui propage le courant est du cuivre, on a :

$$\mu = 1, \quad c = \frac{1}{1.600}, \quad 2\pi\sqrt{c} = \frac{2\pi}{40} = 0{,}1571,$$

$$\varepsilon = \frac{\text{log. nép.}\ n}{0{,}1571}\sqrt{T} = \frac{2{,}30258\ \text{log. vulg.}\ n}{0{,}1571}\sqrt{T}.$$

L'épaisseur e en centimètres, pour laquelle $n = 1000$, c'est-à-dire l'intensité du

mètre est d'environ 1 millimètre, il faut que la fréquence du courant soit au moins égale à 1.000.000 pour que les phénomènes que nous venons de mentionner puissent être mis en évidence. Dans ce cas, la résistance que ce fil oppose au passage du courant est environ 4,5 fois plus grande que celle qu'il opposerait au passage d'un courant continu ; cette résistance devient 40 fois plus grande si la fréquence du courant devient égale à 100.000.000[1].

12. Dispositif permettant d'obtenir des courants alternatifs de haute fréquence. — Comment allons-nous obtenir des courants alternatifs dont la fréquence est voisine de la valeur précédente ?

Considérons une bobine d'induction ; si nous faisons par-

courant est réduite à la 1000e partie de sa valeur sur la surface, est

$$e = \frac{0,9078}{0,1571}\sqrt{T} = 44\sqrt{T} \text{ centimètres} = \frac{44}{\sqrt{N}} \text{ centimètres.}$$

C'est au moyen de cette formule que nous avons calculé les nombres indiqués plus haut.

1. Si R est la résistance *ohmique* du conducteur de diamètre $2a$ centimètres, de perméabilité magnétique μ et de conductibilité spécifique c, traversé par un courant alternatif de période T et si R_0 est la résistance du même conducteur parcouru par un courant continu, la théorie de lord Kelvin donne la relation

$$\frac{R}{R_0} = 0,35355\left(2\pi a\sqrt{\frac{2\mu c}{T}} + 0,75\right)$$

(Voir Mascart et Joubert, *Leçons sur l'Electricité et le Magnétisme*, t. I, p. 721.)

Dans le cas du *cuivre*, on a les valeurs particulières

$$\mu = 1, \quad c = \frac{1}{1.600}, \quad 2\pi a\sqrt{\frac{2\mu c}{T}} = \frac{2a}{\sqrt{T}}\cdot\frac{2\pi\sqrt{c}}{\sqrt{2}} = \frac{2a}{9\sqrt{T}},$$

et, par suite, la relation précédente devient

$$\frac{R}{R_0} = \frac{\sqrt{2}}{2}\left(\frac{a}{9\sqrt{T}} + \frac{3}{8}\right) = 0,7071\left(\frac{a}{9\sqrt{T}} + 0,375\right),$$

formule qui, pour une fréquence donnée, n'est applicable (c'est-à-dire qui ne donne $R > R_0$) qu'à partir d'une certaine valeur du diamètre $2a$.

Si $T = 25$, il faut que le diamètre $2a$ du conducteur soit égal à 8cm,8 pour que la variation de résistance soit appréciable. Avec des conducteurs plus minces, la variation de résistance est insensible. Pour les courants téléphoniques, la fréquence moyenne est d'environ 400 et l'épaisseur limite e est 2cm,2. Les conducteurs ayant toujours un diamètre beaucoup moindre, la distribution des courants vers la surface n'intervient encore que pour une faible part dans le phénomène.

courir le circuit primaire par des courants alternatifs de période T, le circuit secondaire est parcouru par des courants d'induction alternatifs, ayant la même période. Or, quel que soit l'interrupteur employé, il n'est pas possible de produire dans le primaire et par suite dans le secondaire un courant alternatif dont la fréquence soit supérieure à 1.000. Avec une telle fréquence, il faudrait un conducteur de cuivre dont le rayon serait au moins de 1 centimètre pour pouvoir mettre en évidence les phénomènes que nous avons décrits; quand un fil dont le diamètre est inférieur à 1 centimètre est parcouru par ces courants, il n'oppose pas à leur propagation une résistance proprement dite supérieure à celle qu'il leur opposerait si ces courants étaient continus.

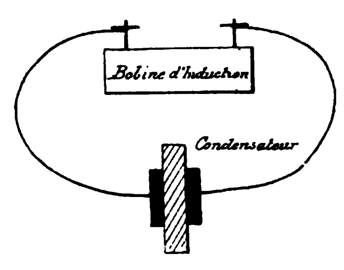
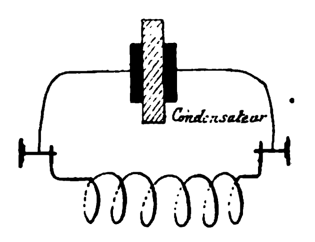


Fig. 129.

Pour obtenir des courants alternatifs de très haute fréquence, il faut s'adresser à la *décharge des condensateurs*.

Prenons deux corps conducteurs, par exemple deux plaques métalliques, et séparons-les par un corps isolant tel que du verre, de la paraffine, etc... Nous constituons alors un *condensateur* dont les deux conducteurs sont des *armatures :* on charge un condensateur en reliant ses armatures soit aux deux pôles d'une pile ou d'un accumulateur, soit aux deux bornes du secondaire d'une bobine d'induction.



Circuit présentant de la Self — Induction.

Fig. 130.

Ceci posé, faisons les deux expériences suivantes :

Première expérience. — Chargeons un condensateur avec le courant secondaire d'une bobine d'induction (*fig.* 129).

Deuxième expérience. — Relions les deux armatures du con-

densateur chargé par un circuit comprenant une bobine, c'est-à-dire par un circuit présentant de la self-induction (*fig.* 130). Ce circuit est parcouru par un courant dû à la décharge du condensateur. Si le circuit dans lequel se trouve le condensateur possède une résistance électrique et une self-induction convenables; si, d'autre part, la capacité du condensateur a été bien choisie, le courant produit est un *courant alternatif* et la décharge est dite *oscillante*[1].

Or, ce courant alternatif possède la propriété remarquable d'avoir, quand on se place dans des conditions convenables, une *très grande fréquence* qui est au moins égale à 100.000.000 et dépasse souvent plusieurs trillions.

13. Conséquence des propriétés des courants alternatifs de grande fréquence. — Les propriétés des circuits parcourus par des courants de haute fréquence nous con-

1. Si R est la résistance du circuit qui relie les deux armatures du condensateur, il faut, pour que la décharge soit oscillante, que l'on ait l'inégalité

$$R^2 < \frac{4L}{C}$$

en appelant L le coefficient de self-induction de la bobine et C la capacité du condensateur. On voit donc que, si le circuit a une résistance R qui est *faible* (c'est-à-dire s'il est formé de gros fil), il faut, pour que la décharge soit oscillante, que la self-induction de la bobine soit *grande* (c'est-à-dire que cette bobine soit formée d'un grand nombre de tours de fil) et que la capacité du condensateur *soit faible*.

La fréquence de ce courant alternatif est donnée par la formule

$$N = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{4L - CR^2}{4L^2C}}.$$

Si la résistance R est petite, on peut négliger, en présence de 4L, le terme CR^2, et la fréquence est donnée par la formule

$$N = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}}.$$

On voit donc que la fréquence varie en raison inverse de la racine carrée du produit LC, lorsque le circuit qui relie les deux armatures du condensateur a une faible résistance. Pour obtenir une fréquence de 100.000.000 ou de 10^8, il faut que le produit LC soit très petit, de l'ordre de $\frac{1}{4\pi^2 \times 10^{16}}$ ou $\frac{1}{36 \times 10^{16}}$; il convient donc, pour avoir une décharge oscillante de cette fréquence, d'avoir un circuit de résistance très faible. On emploie généralement du gros fil de cuivre dont le diamètre est d'environ 7 millimètres.

duisent alors aux conclusions suivantes qui donnent la théorie du phénomène décrit au début de cette étude.

Réunissons les deux armatures du condensateur (*fig.* 131) par un très gros fil (7 millimètres de diamètre environ) contourné de manière à former un certain nombre de spires (15 à 20) ; entre deux points A et B de ce gros fil, mettons en dérivation un fil fin *f*.

Supposons que le courant produit par la décharge du condensateur soit un courant alternatif de fréquence N. Si le nombre N est inférieur à 1.000.000, le système des fils AFB et A*f*B se comporte comme s'il était parcouru par un courant continu ; or le fil AFB étant très gros, constitue pour les courants continus un court-circuit entre les points A et B. Le courant alternatif de fréquence inférieure à 1.000.000 suit donc le fil AFB comme le ferait un courant continu.

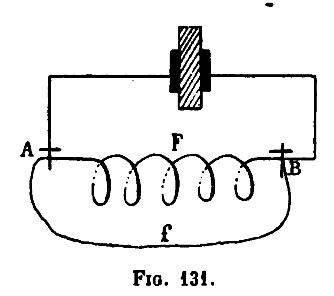


Fig. 131.

Mais admettons que la fréquence augmente de manière à atteindre des valeurs égales ou supérieures à 100.000.000. Le courant alternatif, au lieu de parcourir la masse entière du fil, ne se propage que dans une couche superficielle d'autant moins épaisse que la fréquence est plus grande ; en même temps la résistance du fil F au passage du courant va en augmentant de plus en plus. Au contraire, le fil *f* étant très fin se comporte, au point de vue de la résistance qu'il oppose au passage du courant alternatif, comme si celui-ci était continu.

Il résulte immédiatement de là qu'à partir d'une certaine valeur de la fréquence N, le fil F devient beaucoup plus résistant que le fil *f* ; le courant alternatif cesse de passer par le gros fil F pour passer par le fil fin *f*. Si, sur le parcours du fil fin, se trouvent des lampes à incandescence, ces lampes brillent alors qu'elles ne s'allumeraient jamais si le circuit du condensateur était parcouru par un courant continu. Si le

fil fin f, au lieu d'être continu, est interrompu en l'un de ses points et présente un petit intervalle d'air, des étincelles éclatent entre les deux extrémités voisines du fil f aussitôt que la fréquence N devient suffisamment grande.

Expérience d'Elihu Thomson. — On peut disposer l'expérience comme l'indique la figure 132.

Le courant secondaire de la bobine d'induction charge le condensateur qui se décharge dans le circuit contenant la bobine à gros fil AFB (15 à 20 tours de gros fil de cuivre d'à peu près 7 millimètres de diamètre; les spires de la bobine ont un diamètre de 16 centimètres et sa résistance est d'environ $\frac{1}{100}$ ohm) en produisant des étincelles entre les points α et β.

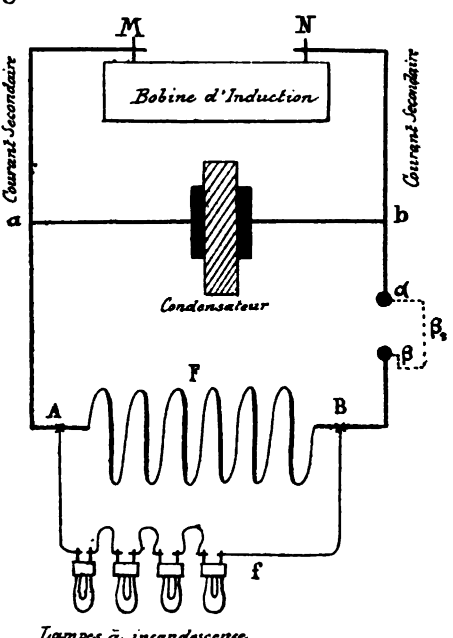


Fig. 132.

Si on réunit en court-circuit les points α et β par le fil $\beta\beta_1\alpha$, le courant secondaire de la bobine d'induction ne charge pas le condensateur et parcourt le circuit total $MaAFB\beta\beta_1\alpha bN$; la fréquence N de ce courant étant faible, ce courant ne passe pas dans le fil f et les lampes ne brillent pas.

Au contraire, si on isole les deux points α et β, des étincelles éclatant entre α et β, la fréquence du courant de décharge du condensateur devient assez grande pour que le fil F oppose au passage de ce courant une résistance plus grande que le fil f; dans ces conditions, les lampes s'allument.

L'expérience cité débeut au de cette étude et faite par

MM. Chauvin et Arnoux avec deux bougies d'allumage (*fig.* 128) n'est qu'une variante de cette expérience d'Elihu Thomson.

La bougie B_1 représente le condensateur de l'expérience précédente ; ses armatures sont le fil t_1 et la monture métallique c_1 ; l'interruption $\alpha\beta$ n'est autre que l'interruption *ab* qui existe entre les deux extrémités *a* et *b*. La résistance du fil F est constituée par le fil *f* et la résistance *f* par la résistance de l'espace d'air compris entre les pointes *c* et *d*.

Lorsqu'on établit un court-circuit entre les deux points *a* et *b*, on constitue avec le secondaire de la bobine d'allumage et la bougie B_2 dont les armatures sont reliées par le fil conducteur *f*, un circuit parcouru par des courants alternatifs dont la fréquence ne dépasse pas 1.000. Ce circuit n'oppose pas au passage du courant une résistance plus grande que si le courant était continu ; en particulier le fil *f* oppose au passage du courant une résistance beaucoup moins grande que l'intervalle d'air compris entre les deux pointes *c* et *d* de la bougie B_2. Le courant passe par le fil *f* et aucune étincelle n'éclate entre les pointes *c* et *d*. C'est le cas où, la bougie B_2 étant encrassée, le secondaire de la bobine d'induction est relié directement à la tête de cette bougie. Mais supprimons la communication qui existe entre les pointes *a* et *b* de la bougie B_1. Celle-ci joue alors le rôle d'un condensateur qui, chargé par le secondaire de la bobine, se décharge dans le circuit formé par ce secondaire, par le conducteur t_2 et par le fil *f*. Cette décharge donne naissance à un courant de haute fréquence. Le fil *f* oppose au passage de ce courant une résistance plus grande que la lame d'air qui sépare les deux pointes *c* et *d* ; ce courant traverse alors cette lame d'air et des étincelles éclatent entre les deux pointes *c* et *d*.

Telle est, il me semble, l'explication que l'on peut donner du mode de connexion que l'on a récemment établi entre le secondaire de la bobine d'allumage et la bougie.

Remarque. — On a fait à l'explication précédente l'objection suivante.

Quand on produit *une seule interruption* du courant pri-

maire de la bobine d'induction, on donne naissance à une étincelle entre les deux pointes de la bougie encrassée[1].

A cette objection, on peut répondre qu'il n'est pas nécessaire pour donner naissance à une décharge oscillante du condensateur, de produire une série de contacts et d'interruptions du circuit primaire. Pour s'en assurer, il suffit de remarquer que la fréquence du courant alternatif auquel donne lieu la décharge du condensateur est considérablement plus grande que celle du courant primaire de la bobine d'induction. Lorsqu'on produit une seule interruption du circuit primaire, le courant alternatif à haute fréquence auquel donne naissance la décharge du condensateur est tel que son intensité tend rapidement vers zéro, ce qui n'a pas lieu lorsqu'on produit une série de contacts et d'interruptions du circuit primaire.

14. Application du mode de connexion précédent. — Schéma d'allumage de la voiture de 45 chevaux à huit cylindres Charron, Girardot et Voigt. — Ce mode de connexion de la bougie d'allumage avec le circuit secondaire de la bobine d'inductiou vient d'être appliqué par la maison Charron, Girardot et Voigt à son moteur à huit cylindres monté sur la voiture de 40 chevaux qui a pris part à l'épreuve Paris-Madrid. Le moteur à huit cylindres est, en réalité, formé de deux groupes de quatre cylindres avec un

1. L'*allumage à fil secondaire interrompu*. [Articles signés C. G. dans les numéros 3 et 4 (15 février et 15 mars 1903) du journal *le de Dion-Bouton*, publié récemment par la maison de Dion-Bouton]. L'auteur de ces articles, d'ailleurs intéressants, semble confondre la fréquence des courants primaire et secondaire de la bobine avec la fréquence du courant de décharge du condensateur; or celle-ci peut être, comme nous l'avons vu, plusieurs millions de fois plus grande que la première.

L'auteur a fait de très intéressantes expériences sur les couleurs des étincelles qui éclatent entre les deux pointes d'une bougie lorsqu'on produit ces étincelles dans un milieu dont on augmente la pression. Il a constaté que l'étincelle devient de plus en plus blanche à mesure que la pression s'élève. Or cet aspect même de l'étincelle montre que la décharge est certainement oscillante et de très courte période.

Ces expériences semblent vérifier cette proposition que dans l'air, sous une pression de 8 kilogrammes, une étincelle dont la longueur est de l'ordre du millimètre équivaut à une étincelle de 10 à 15 millimètres à la pression atmosphérique.

carter unique fixé au châssis par trois doubles bras. Le vilebrequin qui repose sur cinq paliers est formé de deux pièces. Chacune de celles-ci constitue un vilebrequin ordinaire dont les quatre mannetons sont dans un même plan et ces deux moitiés de l'arbre sont manchonnées entre elles de manière à faire l'une avec l'autre un angle droit. Par suite, chacune des deux moitiés du moteur se comporte comme un moteur à quatre cylindres ordinaire; les courses motrices dans un des groupes se succèdent sans jamais chevaucher l'une sur l'autre; mais le fait d'avoir calé à angle droit les deux moitiés de l'arbre manivelle est cause que tout ce qui se produit dans l'un des groupes de quatre cylindres se reproduit dans l'autre une demi-course plus tard. Le moteur se trouve donc quatre fois par tour dans la même situation au point de vue de la production de la force, et tous les quarts de tours se produit une explosion dans l'un ou l'autre des cylindres.

Pour produire cet allumage tous les quarts de tour de l'arbre, il faudrait en employant le système représenté dans les figures 120 et 121, huit bobines d'induction et une complication de fils qui rendrait très difficile leur isolement et multiplierait les pannes. Aussi les constructeurs ont-ils inventé le dispositif représenté dans la figure 133 et qui n'exige plus qu'une bobine.

Le courant venant de la pile ou de l'accumulateur va par l'interrupteur I au primaire P de la bobine d'induction B. De là, il se rend au distributeur D qui porte huit touches conductrices *t* et retourne à la masse par le contact mobile C. Ce contact est mû par l'arbre de dédoublement ; il ne fait donc qu'un tour pendant que l'arbre du moteur en fait deux.

Il permet donc, tous les quarts de tour du moteur, la production d'un courant primaire capable d'engendrer le courant secondaire qu'il s'agit d'envoyer dans la bobine convenable. C'est là le rôle du deuxième distributeur E. Ce distributeur, dont le contact mobile K est entraîné aussi par l'arbre de dédoublement, porte comme le distributeur D autant de touches conductrices qu'il y a de bougies. Le distributeur E diffère du

distributeur D en ce que le contact K ne vient pas frotter sur

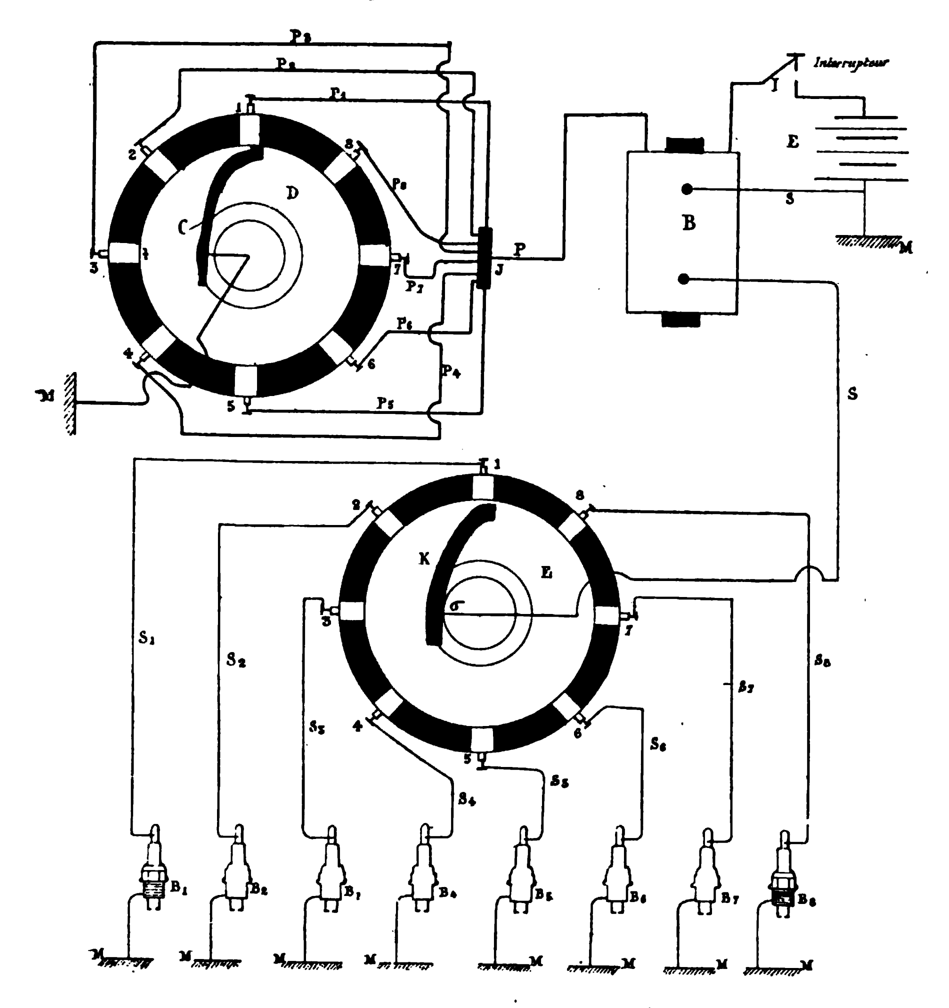


Schéma de l'allumage de la voiture de 40 chevaux à 8 cylindres.
Charron, Girardot et Voigt.

Fig. 133.

les touches t, mais s'en trouve chaque fois à une distance de 1 à 2 millimètres, de telle manière qu'une étincelle éclate

entre la touche et le contact K au moment où celui-ci se trouve en face d'une touche. Cette étincelle donne naissance à une étincelle éclatant entre les pointes de la bougie qui correspond à la touche en face de laquelle se trouve le contact K. On fait donc, comme on le voit, de l'allumage par circuit secondaire interrompu. Ce schéma montre en même temps comment a été résolu le problème de l'allumage d'un nombre quelconque de cylindres avec une seule bobine.

15. Générateurs électriques employés pour l'allumage. — Pour terminer l'étude de l'allumage par étincelle d'induction, il nous reste à étudier les générateurs électriques qui fournissent le courant primaire. Ces générateurs sont les *piles*, les *accumulateurs*, les machines *magnéto-électriques* ou *magnétos* et les machines *dynamo-électriques* ou *dynamos*. Dans ce chapitre, nous allons étudier les piles et les accumulateurs en renvoyant au chapitre suivant la description des dispositifs récents dans lesquels ces générateurs électriques sont remplacés par les magnétos et par les dynamos.

Élément de pile. — Dans un vase de verre contenant de l'eau acidulée d'acide sulfurique, plongeons, d'une part, une lame de zinc pur et, d'autre part, une lame de cuivre; nous constatons que, si nous réunissons par un fil conducteur la lame de zinc à la lame de cuivre, ce fil est parcouru par un courant. On convient de dire que *dans le circuit extérieur ce courant va de la lame de cuivre à la lame de zinc;* on donne au point d'attache du fil extérieur avec la lame de cuivre le nom de *pôle positif* et au point d'attache du fil extérieur avec la lame de zinc le nom de *pôle négatif.*

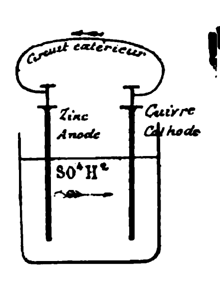


Fig. 131.

L'ensemble formé par la lame de cuivre, la lame de zinc et l'acide sulfurique étendu constitue un *élément de pile.* Si on se représente un tel élément, on voit que, par convention, le courant allant dans le conducteur extérieur de la lame de cuivre

à la lame de zinc, traverse l'eau acidulée de la lame de zinc à la lame de cuivre. Aussi donne-t-on à la lame de zinc le nom d'*anode* (électrode d'entrée du courant dans l'élément de pile) et à la lame de cuivre le nom de *cathode* (électrode de sortie du courant) (*fig.* 134).

La production du courant est accompagnée de la réaction chimique suivante. Sous l'action de l'acide sulfurique, le zinc se transforme en sulfate de zinc[1] qui se dissout dans l'eau acidulée et il y a production d'hydrogène qui se dégage sur la lame de cuivre.

$$\underset{\text{(Acide sulfurique)}}{SO^4H^2} + \underset{\text{(Zinc)}}{Zn} = \underset{\text{(Sulfate de zinc)}}{SO^4Zn} + \underset{\text{(Hydrogène)}}{H^2}.$$

Polarisation d'un élément de pile. — On constate que l'intensité du courant produit diminue très sensiblement quelques secondes après la fermeture du circuit. Cet affaiblissement est d'autant plus rapide que le circuit extérieur offre moins de résistance.

On exprime ce fait en disant que la pile s'est *polarisée* ou encore qu'il s'est produit dans le circuit de la pile un *courant secondaire ou un courant de polarisation de sens inverse du courant principal.*

Ce courant de polarisation est dû ici au dépôt d'hydrogène effectué sur la lame de cuivre, dépôt d'hydrogène qui modifie la nature de cette électrode. Si, par un moyen quelconque, on vient à enlever cet hydrogène adhérent, on voit le courant reprendre son intensité première.

En général, une pile se polarise toutes les fois que, par suite des réactions qui s'y produisent, la nature des électrodes se trouve modifiée.

Dépolarisants. — Les substances qui permettent d'annuler le courant de polarisation sont appelées des *dépolarisants*. Dans

1. Le zinc pur, plongé dans l'acide sulfurique étendu, n'est pas attaqué tant que l'électrode zinc n'est pas reliée à l'électrode cuivre par un conducteur extérieur; on exprime ce fait en disant qu'en circuit ouvert, le zinc pur ne se dissout pas dans l'eau acidulée d'acide sulfurique. Il n'en est pas de même du zinc impur du commerce.

la pile (zinc — eau acidulée — cuivre), le dépolarisant employé est une dissolution de sulfate de cuivre dans laquelle on plonge la lame de cuivre ; c'est ainsi qu'est constituée la pile de Daniell[1].

Pile Leclanché. — La pile d'allumage ne s'écarte pas, du moins pour les modèles actuellement dans le commerce, du type connu sous le nom de pile Leclanché. Dans cette pile, les électrodes sont constituées, l'anode par du zinc pur ou par du zinc amalgamé[2]; la cathode par du charbon de cornue ou du charbon aggloméré. Le dépolarisant employé est un corps solide, le bioxyde de manganèse. L'électrolyte est une dissolution de chlorhydrate d'ammoniaque ou, dans les modèles les plus récents, une dissolution de chlorhydrate d'ammoniaque et de chlorure de zinc.

Quand on ferme le circuit de la pile, il se fait entre le zinc et le chlorhydrate d'ammoniaque une réaction qui donne nais-

1. La pile Daniel est le type des piles dites *à deux liquides*. Les réactions qui se produisent dans cette pile peuvent être représentées par les deux équations.

$$\left\{\begin{array}{l} \underset{\text{(zinc)}}{Zn} + \underset{\text{(acide sulfurique)}}{SO^4H^2} = \underset{\text{(sulfate de zinc)}}{SO^4Zn} + \underset{\text{(hydrogène)}}{H^2} \\ \underset{\text{(sulfate de cuivre)}}{SO^4Cu} + H^2 = SO^4H^2 + \underset{\text{(cuivre)}}{Cu} \quad \text{(Réaction de dépolarisation)} \end{array}\right.$$

Les autres piles à deux liquides les plus connues sont :

	Anode			Cathode	
la pile Bunsen	Zn (zinc)	SO^4H^2 (ac. sulfurique)	AzO^3H (acide azotique)	C (carbone)	(Charbon de cornue)
la pile au bichromate de potasse	Zn (zinc)	SO^4H^2 (ac. sulfurique)	$Cr^2O^7K^2$ (bichromate de potasse)	C (carbone)	(Charbon de cornue)

Dans cet élément de pile, la solution de bichromate de potasse est faite dans l'acide sulfurique étendu. Il se produit la réaction représentée par la formule

$$4SO^4H^2 + Cr^2O^7K^2 = \underbrace{(SO^4)^3Cr^2 + SO^4K^2}_{\text{(alun de chrôme)}} + 4H^2O + 3O.$$

Cet oxygène se combine avec l'hydrogène provenant de la réaction de SO^4H^2 sur Zn.

$$O + H^2 = H^2O \text{ (Réaction de dépolarisation).}$$

2. Le zinc amalgamé, c'est-à-dire combiné superficiellement avec du mercure, jouit de la même propriété que le zinc pur, de ne pas se dissoudre en circuit ouvert.

sance à du chlorure de zinc, du gaz ammoniac et de l'hydrogène.

$2AzH^4Cl$	+	Zn	=	$ZnCl^2$	+	$2AzH^3$	+	$2H$
Chlorhydrate d'ammoniaque		Zinc		Chlorure de zinc		Gaz ammoniac		Hydrogène

Le gaz ammoniac peut se dissoudre en partie ou se dégager à l'état gazeux.

Quant à l'hydrogène, si le bioxyde de manganèse n'existait pas autour de l'électrode en charbon, il se dégagerait sur cette électrode, formerait à sa surface une gaine gazeuse et la pile se polariserait. Mais l'hydrogène produit dans la réaction réduit le bioxyde de manganèse et ne vient pas au contact de la lame de charbon de cornue. Cette réaction est représentée par la formule

$2MnO^2$	+	$2H$	=	Mn^2O^3	+	H^2O.
Bioxyde de manganèse		Hydrogène		Oxyde de manganèse		Eau

Il ne convient pas, comme on le faisait autrefois, de placer dans un vase poreux un morceau de charbon de cornue autour duquel on tasse du bioxyde de manganèse pulvérisé.

En effet, le mélange d'oxydes de manganèse qui se forme par suite de la réduction du bioxyde crée dans l'élément de pile une résistance intérieure et diminue l'intensité du courant. Pour contrebalancer cette augmentation de résistance, on mélange le bioxyde de manganèse avec une variété très conductrice de charbon, le graphite ou plombagine. Avec 55 parties de plombagine, 40 de bioxyde de manganèse et 5 de gomme laque, on fait un aggloméré en tous points semblable à une briquette de charbon ; l'électrode positive est formée d'une lame de charbon de cornue placée entre deux plaques de cet aggloméré.

Piles applicables a l'allumage des moteurs d'automobiles. — Pour rendre cette pile applicable à l'allumage en automobilisme, il convient de supprimer tout ce qui peut craindre une

détérioration par choc, c'est-à-dire le vase de verre ou de porcelaine et le vase poreux.

L'emploi des *briquettes d'aggloméré* que nous venons de décrire *supprime l'emploi du vase poreux* que l'on peut remplacer par un simple sac en toile.

Le *vase de verre* est avantageusement remplacé par une *boîte de zinc* qui constitue elle-même l'électrode négative. Cette manière de procéder présente toutefois l'inconvénient d'augmenter le poids du zinc et le prix de revient de la pile; en effet, la quantité de métal à employer pour que l'enveloppe soit suffisamment résistante est bien supérieure à celle qui est nécessitée par le fonctionnement de l'élément. Le vase de zinc est contenu dans une gaine en caoutchouc qui sert d'isolant.

Enfin, il faut *immobiliser le liquide électrolytique* de telle façon que les chocs ou soubresauts n'aient aucune action sur lui. Diverses solutions sont possibles.

1° *Obturation parfaite de la boite par un couvercle muni d'une fermeture plus ou moins compliquée.*

2° *Immobilisation du liquide obtenu en mélangeant ce liquide avec une dissolution d'un corps qui se prend en masse.*

Élément à liquide immobilisé. — On emploie souvent à cet effet une dissolution d'*agar-agar* (sorte d'algue qu'on trouve dans les pays orientaux); cette dissolution, appelée *gélatine végétale*, se prend par le refroidissement en une gelée solide et élastique. On a ainsi les éléments dits *à liquide immobilisé.*

3° *Immobiliser le liquide en le faisant absorber par un corps ne jouant, bien entendu, aucun rôle au point de vue chimique.*

Pile sèche. — On emploie à cet effet la sciure de bois ou le plâtre. Ces éléments sont appelés *éléments secs.*

Quelle que soit la solution adoptée, l'élément de pile doit être recouvert à sa partie supérieure d'une cire fondant à une température suffisamment élevée pour qu'elle ne puisse se ramollir par les plus fortes chaleurs. Cette fermeture est percée de deux légères ouvertures permettant au gaz prenant naissance dans la réaction de s'échapper librement. Si l'on n'avait pas soin de prendre cette précaution, la pression intérieure

développée par les gaz pourrait être suffisante pour déformer ou désouder la boîte de zinc.

Pour alimenter le circuit primaire des bobines d'induction employées en automobilisme, on emploie généralement *quatre éléments Leclanché*, montés en tension, c'est-à-dire de telle façon que l'anode de l'un soit reliée à la cathode de l'autre[1].

Groupement des éléments de pile. — Nous venons d'indiquer un mode de groupement des éléments de pile. On peut les associer de deux manières différentes :

1° *En série ou en tension.*

L'anode de l'un des éléments est reliée à la cathode d'un autre élément, comme le montre la figure 135.

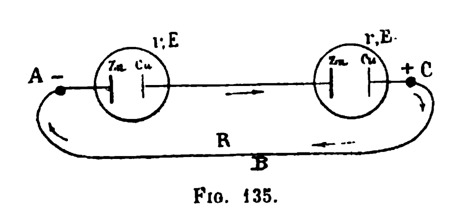


Fig. 135.

On démontre que l'intensité I du courant qui parcourt le circuit précédent est donnée par la formule

$$I = \frac{nE}{nr + R}$$

dans laquelle on désigne par E, la force électromotrice d'un élément de pile ; r, la résistance intérieure d'un élément de pile ; R, la résistance du circuit extérieur CBA.

On voit que, si la résistance extérieure R est négligeable par rapport à la résistance nr (somme des résistances intérieures des éléments de pile), la formule précédente se simplifie et donne

$$I = \frac{nE}{nr} = \frac{E}{r}.$$

L'intensité du courant est sensiblement la même que s'il n'y avait qu'un élément de pile dans le circuit.

1. Pour les détails sur la construction et les pannes provoquées par les piles d'allumage, voir :

Léon Guillet, *les Piles d'allumage; la batterie de piles pour l'allumage* (*les Petites Annales illustrées du cycle et de l'automobile*, 6e année, nos 261, 262, 265).

L. Baudry de Saunier, *les Recettes du Chauffeur*, p. 162 à 167 (Paris, Dunod).

2° *En dérivation ou en quantité ou en surface.*

Les anodes sont reliées entre elles ; il en est de même des cathodes (*fig.* 136).

On démontre que tout se passe comme si on avait un seul élément de force électromotrice E et de résistance intérieure $\frac{r}{n}$. L'intensité I du courant qui passe dans le circuit extérieur est donnée par la formule

$$I = \frac{E}{\frac{r}{n} + R} = \frac{nE}{r + nR}.$$

Quant à l'intensité du courant qui passe dans chaque élément de pile, elle est représentée par la formule

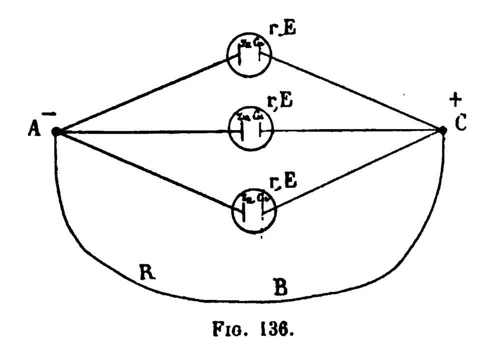


FIG. 136.

$$i = \frac{I}{n} = \frac{E}{r + nR}.$$

Soient maintenant n éléments répartis en q groupes associés en quantité, chaque groupe étant composé de t éléments associés en tension. Chaque groupe de t éléments se comporte comme une pile de force électromotrice tE et de résistance intérieure tr. Si nous associons ces groupes en quantité, nous aurons une pile de force électromotrice tE et de résistance intérieure $\frac{tr}{q}$. Le courant qui traverse le circuit extérieur a pour intensité

$$I = \frac{tE}{\frac{tr}{q} + R} = \frac{tqE}{tr + qR} = \frac{nE}{tr + qR}$$

puisque l'on a l'égalité $tq = n$.

Comme application des formules précédentes, supposons que

nous voulions alimenter une lampe à incandescence exigeant une force électromotrice de 25 volts et une intensité de 3,8 ampères, à l'aide d'éléments de pile ayant pour constantes :

$$E = 1{,}47 \text{ volt} \qquad r = 0{,}6 \text{ ohm},$$

et proposons-nous de chercher le nombre d'éléments nécessaire et le groupement qu'il faudra adopter.

La résistance de la lampe, c'est-à-dire du circuit extérieur est : $\frac{25}{3{,}8} = 6{,}58$ ohms. On a donc l'équation :

$$3{,}8 = \frac{tq \times 1{,}47}{t \times 0{,}6 + q \times 6{,}58}$$

Pour les éléments dont il s'agit, on peut admettre 1,2 ampère comme débit pratique maximum. On voit donc qu'avec 4 groupes en quantité, le débit de 3,8 ampères dont nous avons besoin ne sera pas exagéré puisque l'intensité du courant circulant dans chaque groupe sera $\frac{3{,}8}{4} = 0{,}95$ ampère. Faisons $q = 4$ dans l'équation précédente, il vient

$$3{,}8 = \frac{4t \times 1{,}47}{t \times 0{,}6 + 4 \times 6{,}58}$$

d'où on déduit $t = 27{,}78$.

Nous prendrons 4 groupes de 28 éléments associés en tension et nous les monterons en quantité. Le nombre total des éléments employés sera égal à

$$4 \times 28 = 112.$$

ACCUMULATEURS. — *Principe.* — Dans un vase V contenant deux électrodes en platine A et C (*fig.* 137) versons de l'eau acidulée d'acide sulfurique, par exemple. Dans ce vase, faisons passer un courant arrivant par l'électrode A (à laquelle on donne, comme nous l'avons vu plus haut, le nom d'*anode*)

traversant l'électrolyte (eau acidulée) et sortant par l'électrode C appelée *cathode*. Le courant décompose l'acide sulfurique en donnant de l'hydrogène qui apparaît à la cathode et de l'oxygène qui se dégage à l'anode ; si on recouvre les deux électrodes A et C par deux éprouvettes, celles-ci se remplissent des deux gaz oxygène et hydrogène.

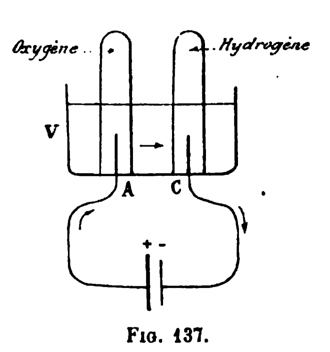


FIG. 137.

Inversement interrompons le courant qui a produit la décomposition de l'eau acidulée et réunissons les deux électrodes A et C par un fil conducteur (*fig.* 138). Nous constituons ainsi un véritable élément de pile qui donne naissance à un courant de sens inverse au précédent, c'est-à-dire qui va, dans le circuit extérieur, de A vers C et dans la pile de C vers A : en même temps les deux gaz repassent à l'état de combinaison. Le courant cesse d'ailleurs lorsque les deux gaz se sont à nouveau combinés.

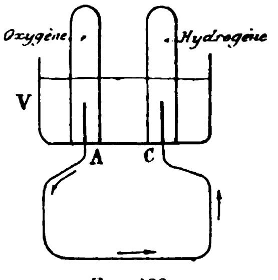


FIG. 138.

Tout appareil analogue au précédent, dans lequel on peut produire les deux transformations suivantes :

1° Réaction d'un certain sens produite par un courant dit *courant primaire ou courant de charge ;*

2° Réaction inverse de la précédente ramenant le système à son état primitif et donnant naissance à un courant dit *courant secondaire ou courant de décharge* de sens inverse au précédent ;

Reçoit le nom d'*accumulateur*[1].

L'accumulateur (platine — eau distillée — platine) ne donne naissance qu'à un courant de faible intensité et de peu de durée.

1. On désigne parfois les accumulateurs sous le nom de trarnsfomateurs différés.

C'est à Gaston Planté (1860) qu'est dû le premier accumulateur pratique.

Accumulateur au plomb. — Cet accumulateur se compose de deux plaques de plomb; quand il est chargé, l'une d'elles est recouverte d'une couche de *plomb poreux et spongieux*, l'autre est recouverte d'une couche poreuse de *peroxyde de plomb;* ces deux plaques non séparées par un vase poreux sont plongées dans de l'eau acidulée par l'*acide sulfurique*. Les différents accumulateurs se distinguent entre eux par la manière dont sont produites les couches actives de plomb spongieux et de peroxyde de plomb et par la manière dont ces couches sont fixées sur les noyaux de plomb métallique.

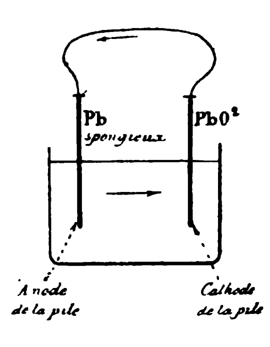


FIG. 139.

Décharge de l'accumulateur. — Réunissons ces deux plaques par un conducteur, il se produit un courant qui va dans l'accumulateur de l'*électrode plomb spongieux* (anode de la pile ainsi formée) à l'*électrode plomb recouvert de peroxyde de plomb* (cathode de la pile formée) (*fig.* 139). Les réactions qui se produisent pendant la production du courant de décharge sont les suivantes :

α) A l'anode, dissolution du plomb spongieux dans l'acide sulfurique avec production de sulfate de plomb et d'hydrogène.

A l'anode de la pile :

Pb	+	SO^4H^2	=	SO^4Pb	+	2H
Plomb spongieux		Acide sulfurique		Sulfate de plomb		Hydrogène

β) L'hydrogène produit, entraîné dans le sens du courant, vient au contact de la cathode, réduit le peroxyde de plomb à l'état d'oxyde de plomb; celui-ci au contact de l'acide sulfurique étendu produit du sulfate de plomb.

A la cathode de la pile :

PbO^2	+	$2H$	=	PbO	+	H^2O
Peroxyde de plomb poreux		Hydrogène		Oxyde de plomb		Eau
PbO	+	SO^4H^2	=	SO^4Pb	+	H^2O
Oxyde de plomb		Acide sulfurique		Sulfate de plomb		Eau

A la fin de la décharge, les deux électrodes sont l'une et l'autre recouvertes d'une couche poreuse de sulfate de plomb.

Charge de l'accumulateur. — Si, à ce moment, on fait passer le courant de *charge* en sens inverse du précédent, l'électrolyte formé par l'acide sulfurique est décomposé en donnant de l'hydrogène et le radical restant[1] SO^4 (*fig.* 140) :

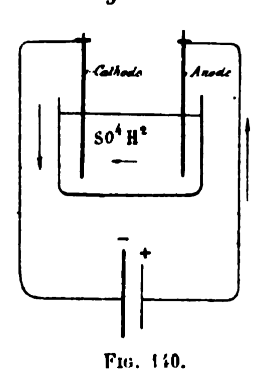


Fig. 140.

SO^4H^2	=	$2H$	+	SO^4
Acide sulfurique		Hydrogène		Radical restant

Le radical SO^4 apparaît sur l'anode du voltamètre, c'est-à-dire sur l'électrode par laquelle le courant entre dans l'électrolyte; au contact du sulfate de plomb, il donne naissance à du peroxyde de plomb et à de l'acide sulfurique :

SO^4Pb	+	SO^4	+	$2H^2O$	=	PbO^2	+	$2SO^4H^2$
Sulfate de plomb		Radical restant de l'acide sulfurique		Eau		Peroxyde de plomb		Acide sulfurique

L'hydrogène résultant de la décomposition de l'électrolyte est entraîné dans le sens du courant et apparaît sur la plaque par laquelle le courant sort de l'électrolyte et qui est ici la ca-

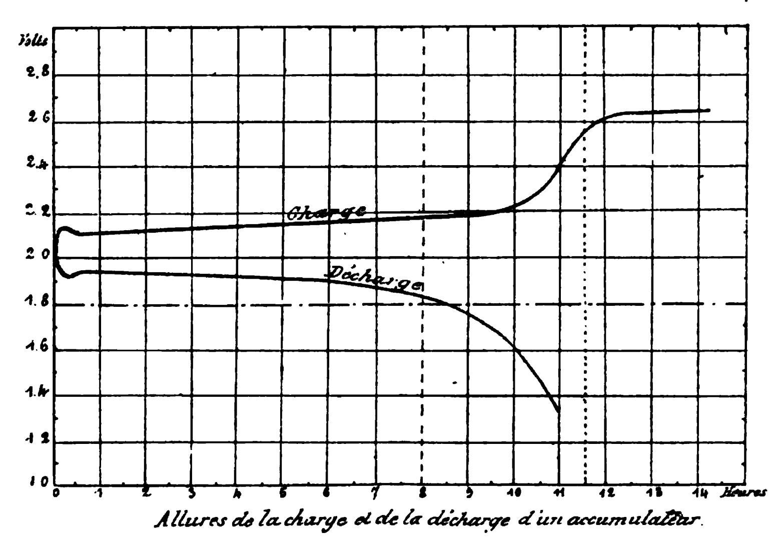
1. Lorsque nous faisons ainsi passer un courant dans un électrolyte au moyen de deux plaques conductrices appelées *électrodes*, nous constituons ce que l'on appelle un *voltamètre* ou une *cuve électrolytique*.

Remarquons que, dans le cas actuel, le courant passant dans deux sens différents dans la charge et la décharge, la cathode du voltamètre est l'anode de la pile secondaire formée pour la décharge et l'anode du voltamètre est la cathode de la pile secondaire.

thode du voltamètre. Au contact du sulfate de plomb, il y a réduction en plomb spongieux et acide sulfurique :

SO^4Pb	$+$	$2H$	$=$	Pb	$+$	SO^4H^2
Sulfate de plomb		Hydrogène		Plomb spongieux		Acide sulfurique

A la fin de la charge, le système est revenu à l'état qu'il



Allures de la charge et de la décharge d'un accumulateur.

FIG. 141.

avait au début de la décharge : l'une des plaques est recouverte de plomb spongieux, et l'autre est recouverte de peroxyde de plomb [1].

Conditions de fonctionnement des accumulateurs au plomb. — *Décharge.* — La force électromotrice des accumulateurs

1. Pour *former* un accumulateur, c'est-à-dire pour augmenter l'épaisseur de bioxyde d'une lame en réduisant l'autre à l'état de plomb divisé, on intervertit plusieurs fois le sens du courant de charge en laissant quelques jours de repos entre chaque changement de sens. La formation est une opération très longue qui dure souvent plusieurs mois : elle se fait avec un courant de faible intensité. Pour écarter l'inconvénient d'une formation trop lente, M. Faure a mis du minium (Pb^3O^4) sur le métal en le fixant au moyen d'un sachet en feutre. Par l'action du courant de formation, cet oxyde se transforme, en dernière analyse.

varie pendant la charge en montant, suivant les types, jusqu'à atteindre environ 2,7 volts. Si on laisse l'accumulateur au repos, c'est-à-dire en *circuit ouvert*, la force électromotrice tombe de 2, 1 à 2, 2 volts.

Si on le décharge normalement, c'est-à-dire en lui faisant débiter le courant de régime, la force électromotrice descend au début à 2,05 volts environ en quelques secondes, puis continue à tomber rapidement jusqu'à 1,95 volt environ. A partir de ce moment, la force électromotrice reste sensiblement constante pendant plusieurs heures, comme le montre la figure 141. On peut dire que 2 *volts est la force électromotrice normale d'un élément* (plomb — acide sulfurique de densité 1,16 — peroxyde de plomb). Pendant cette période, la chute de force électromotrice n'est que de 10 0/0 de 1,95 à 1,85.

Il convient de suspendre la décharge aussitôt que la force électromotrice atteint une valeur comprise entre 1,85 et 1,80 si l'on veut ne pas détériorer l'élément. En effet, en dessous de 1,80 volt, la force électromotrice diminue brusquement et l'accumulateur est vite épuisé.

La résistance intérieure d'un accumulateur (comprise en général entre 0,01 ohm et 0,1 ohm) croît d'abord très lentement pendant la décharge puis plus rapidement.

Charge. — Pendant la charge, la force électromotrice d'un accumulateur déchargé à 1,8 ou 1,85 volt, monte en quelques minutes de 1,8 volt à 2,1 volts. Elle augmente ensuite très lentement.

Après quelques heures de charge, on a aux plaques positives un dégagement d'oxygène et aux négatives un déga-

en PbO^2 sur une plaque et en Pb spongieux sur l'autre. De là dérivent deux types d'accumulateurs.

1° *Les accumulateurs à formation lente ou du type Planté.* — A ce type appartiennent les Reynier, Epstein, Crompton et Howell, Garassino, Montaud, Meritens, Moutier, Carpentier, Kabath, etc...

2° *Les accumulateurs à formation rapide ou du type Faure.* — A ce type appartiennent les Philippart, Aron, Farbaki, Gaudini, Faure-Sellon-Volkmar ou accumulateur ERS, Gadot, Pescetto, Hagen, Pollak...

Les accumulateurs Tudor ont la plaque positive du type Planté et la négative du type Faure.

gement d'hydrogène. C'est l'indice que la transformation du sulfate de plomb en peroxyde de plomb sur une des électrodes et en plomb sur l'autre est arrivée au point de ne plus nécessiter tout le courant pour accomplir la transformation considérée. Si le courant continuait à traverser les éléments, il décomposerait la solution. Le dégagement des gaz commence à 2,30 volts et la force électromotrice aux bornes croît alors plus rapidement jusqu'à environ 2,40 volts, pour continuer à monter plus lentement et atteindre tout au plus 2,7 volts. La limite pratique maximum, dans les types ordinaires peut être prise égale de 2,5 à 2,6 volts.

Un indice pratique que l'on a atteint la limite est l'aspect laiteux du liquide, par suite du dégagement abondant de gaz, et le fait que l'augmentation de la force électromotrice devient plus lente. Ce point critique est indiqué par un pointillé dans la figure 141.

Il est bien entendu que les chiffres donnés ne sont pas généraux; ce sont des valeurs normales, pour des éléments bien entretenus, déchargés à intensité normale pendant sept à dix heures.

Constantes d'un accumulateur. — Les divers types et modèles d'accumulateurs sont caractérisés, au point de vue électrique, par un certain nombre de constantes qui sont les suivantes.

1° *Capacité utilisable.* — On désigne sous le nom de capacité utilisable d'un accumulateur la quantité d'électricité exprimée en ampères-heures qu'il peut fournir pendant la partie de la décharge commençant au moment où l'accumulateur est complètement chargé jusqu'au moment où la force électromotrice aux bornes a baissé jusqu'à 1,8 volt[1].

1. Rappel des définitions des principales unités électriques :

Unité d'intensité, ampère. — Un courant de 1 ampère met en liberté par minute dans un voltamètre à gaz tonnant (2 volumes d'hydrogène pour 1 volume d'oxygène) $10^{cmc},5$ de gaz tonnant mesuré à 0° C. et à 760 millimètres de pression; le même courant met en liberté, par minute, à la cathode d'un voltamètre à cuivre $0^{gr},01968$ de cuivre ou à la cathode d'un voltamètre à argent $0^{gr},06708$ d'argent.

Unité de force électromotrice, volt. — Un élément Daniell a une force électro-

L'expérience met en évidence la proposition suivante :

Pour un même accumulateur, la capacité utilisable dépend de la durée de la décharge; elle est d'autant plus faible que cette durée est plus courte et, par suite, que le régime de décharge est plus élevé[1].

Pour être fixé sur un type d'accumulateur, il est nécessaire de connaître pour quelle durée de décharge la capacité est considérée. Les constructeurs indiquent généralement les capacités utilisables pour trois durées différentes de décharge.

motrice de 1,07 volt; un élément Bunsen, 1,8 volt; un élément d'accumulateur, 2 volts.

Unité de résistance, ohm. — Résistance à 0° C. d'une colonne de mercure ayant 106 centimètres de longueur et 1 millimètre carré de section — ou d'un fil de cuivre ayant 66 mètres de longueur et 1 millimètre carré de section.

Unité de quantité d'électricité, ampère-heure. — Quantité d'électricité qu'un courant de 1 ampère met en mouvement pendant une heure à travers une section quelconque d'un conducteur. On dit aussi quelquefois qu'une source d'électricité qui est capable de fournir cette quantité d'électricité a une capacité de 1 ampère-heure.

Travail utile produit par un courant ou énergie d'un courant. — C'est le produit du nombre d'ampères par le nombre de volts et par le nombre d'unités de temps (une seconde ou une heure). Le watt-heure est le produit de 1 ampère par 1 volt et par une heure. Une batterie d'accumulateurs qui, pendant une heure, fournit un courant de 50 ampères avec une force électromotrice de 2 volts, produit un travail utile de 100 watts-heures.

Puissance d'un courant, watt. — Produit de 1 ampère par 1 volt. Le watt est $\frac{1}{736}$ de cheval-vapeur.

1. Nous empruntons à l'ouvrage de M. E. Piazzoli (*Installations de l'éclairage électrique*, Paris, Ch. Béranger) les résultats de cinq années d'expérience sur une batterie d'accumulateurs Cowens d'une capacité de 90 ampères-heures avec une décharge normale de 30 ampères, la décharge ayant toujours été interrompue lorsque la force électromotrice aux bornes de chaque accumulateur était de 1,8 volt.

Courant de décharge — Ampères	Durée de la décharge — Heures	Capacité utilisable — Ampères-heures
10	19,8	198
15	9,75	146
18	8,50	153
20	6,50	130
27,2	4,41	120
30	3,67	110

Le temps t, en heures, pendant lequel un accumulateur peut fournir un courant de décharge d'intensité I (ampères) est donné par la formule empirique

$$I^n \times t = \text{constante},$$

dans laquelle le coefficient n varie de 1,35 à 1,72 avec les différents types d'accumulateurs.

La capacité utilisable ne dépend pas seulement de la surface des plaques, mais aussi de l'épaisseur de la couche de matière active qui varie avec la construction même des plaques. Aussi indique-t-on souvent la *capacité utilisable par kilogramme de plaques ou d'électrodes.*

Pour les accumulateurs genre Faure, cette capacité varie de 9 à 13 ampères-heures pour les régimes faibles de décharge. Elle est plus petite pour les accumulateurs genre Planté; mais pour les régimes de décharge élevés, ces derniers sont plus avantageux.

Comme on vient de le voir, la capacité utilisable d'un accumulateur diminue à mesure que l'intensité du courant de décharge va en augmentant.

Pour la décharge, le régime de 1,5 *ampère par kilogramme de plaques est un régime à ne pas dépasser.*

Il convient donc de régler la résistance extérieure sur laquelle est fermé l'accumulateur de telle façon qu'il en soit ainsi.

2° *Rendement en quantité. — Le rendement en quantité d'un accumulateur est le rapport de la quantité d'électricité débitée par cet accumulateur à la quantité d'électricité qu'il a reçue pendant la charge.*

Supposons par exemple, que l'on ait trouvé pour un accumulateur :

Charge :

Durée...............................	9,2	heures.
Intensité moyenne du courant........	2,4	ampères.
Force électromotrice moyenne........	2,16	volts.

Décharge :

Durée...............................	4,6	heures.
Intensité moyenne..................	4,5	ampères.
Force électromotrice moyenne.......	1,98	volts.

La quantité d'électricité reçue pendant la charge est égale à

$$2,4 \times 9,2 = 22,08 \text{ ampères-heures.}$$

La quantité d'électricité débitée pendant la décharge a pour valeur

$$4,5 \times 4,6 = 20,70 \text{ ampères-heures.}$$

Le rendement en quantité est donc égal à

$$\frac{20,70}{22,08} = 0,937 \text{ ou } 93,7 \text{ 0/0.}$$

Ce rendement en quantité varie entre 0,80 et 0,90.

3° *Énergie disponible d'un accumulateur. — L'énergie disponible à la décharge* (exprimée en watts-heures) *est le produit de la force électromotrice moyenne à la décharge* (exprimée en volts) *par la capacité utilisable* (exprimée en ampères-heures.)

De même, l'énergie utilisable par kilogramme d'électrodes (exprimée en watts-heure par kilogramme) *est égale au produit de la force électromotrice moyenne à la décharge* (exprimée en volts) *par la capacité utilisable du kilogramme d'électrode.*

Ainsi dans l'exemple précédent, l'énergie disponible de l'accumulateur est égale à

$$\underbrace{4,6 \times 4,5}_{\text{Capacité utilisable}} \times \underbrace{1,98}_{\text{Force électromotrice moyenne}} = 40,99 \text{ watts-heures.}$$

4° *Rendement en énergie. — Le rendement en énergie est le rapport de l'énergie utilisée pendant la décharge* (exprimée en watts-heures) *à l'énergie fournie à l'accumulateur pendant la charge* (exprimée en watts-heures).

Dans l'exemple précédent, l'énergie fournie pendant la charge est :

$$\underbrace{9,2 \times 2,4}_{\text{Quantité d'électricité}} \times \underbrace{2,16}_{\text{Force électromotrice moyenne}} = 47,68 \text{ watts-heures.}$$

Le rendement en énergie est égal à :

$$\frac{40,99}{47,68} = 0,859 \text{ ou } 85,9 \text{ 0/0.}$$

Si la force électromotrice aux bornes de l'accumulateur était la même lors de la décharge que lors de la charge, ce rendement serait égal au rendement en quantité. Mais comme la force électromotrice de décharge (1,95 volt en moyenne) est toujours plus petite que la force électromotrice sous laquelle on charge l'accumulateur (2,2 volt en moyenne), *le rendement en énergie est toujours plus petit que le rendement en quantité.*

Ce rendement varie de 80 à 85 0/0, mais il n'a de signification que dans le cas où l'on indique les régimes de charge et de décharge auxquels on a opéré. Avec des régimes très faibles, on dépasse quelquefois 90 0/0, tandis qu'à des régimes élevés on reste souvent au-dessous de 50 0/0.

On a donc intérêt à ne pas avoir, en particulier, un régime de charge trop élevé. Il est préférable de charger longtemps en employant un courant de faible intensité, que de charger rapidement avec un courant de grande intensité ; il se produit, en effet, dans ce dernier cas, un échauffement des électrodes qui les détériore.

Un bon régime *de charge* (donné d'ailleurs pour chaque type par le fabricant) est de 0,8 ampère par kilogramme de plaques. Supposons que nous ayons un élément employé en automobilisme et pesant 4 kilogrammes ; nous déduirons environ 1 kilogramme pour la boîte et le liquide, ce qui donnera pour les plaques un poids approximatif de 3 kilogrammes. Il faudra charger l'accumulateur avec une intensité de 2,4 ampères.

D'après M. L. Baudry de Saunier (*les Recettes du chauffeur*, p. 170) les intensités à employer pour charger les accumulateurs employés dans l'allumage des moteurs sont données par le tableau suivant :

Accumulateur à 2 plaques...	2 ampères	Par élément seul ou par batterie d'éléments montés en tension.
— 3 — ...	2 ampères	
— 4 — ...	4 ampères	

5° *Puissance d'un accumulateur. — Cette puissance exprimée en watts est égale au produit de la force électromotrice moyenne*

de décharge de l'accumulateur par l'intensité du courant qu'il fournit en régime normal.

On peut calculer cette puissance par rapport au kilogramme d'électrodes *en divisant la valeur de la puissance par le poids des électrodes exprimé en kilogrammes.*

Ainsi dans l'exemple précédent, la puissance de l'accumulateur est égale à

$$1,98 \times 4,5 = 8,91 \text{ watts.}$$

CONDITIONS QUE DOIT REMPLIR UN BON ACCUMULATEUR D'ALLUMAGE. — Nous venons de définir les constantes qui caractérisent un accumulateur. *Quelles sont les conditions que doit remplir un bon accumulateur industriel et en particulier un bon accumulateur d'allumage.*

Un bon accumulateur industriel doit :

1° *Avoir un bon rendement en quantité et un bon rendement en énergie ;*

2° *Avoir une grande capacité utilisable par kilogramme de plaques ;*

3° *Pouvoir se prêter à des charges et décharges rapides sans que son rendement, soit en quantité soit en énergie, ni sa durée, s'en trouvent trop affectés ;*

4° *Pouvoir être manié sans danger et transporté sans précaution et sans crainte de projection d'acide ;*

5° *Pouvoir résister aux trépidations et surtout aux vibrations des voitures ;*

6° *Conserver longtemps sa charge lorsqu'il n'est pas en service*[1].

Or nous allons montrer que toutes ces qualités sont à peu près incompatibles. Dès lors, suivant l'usage auquel on destine un accumulateur, il est préférable de sacrifier certaines

1. Edouard Nieuport, *l'Accumulateur sec Dary* (*Locomotion*, 2e année, n° 33, p. 313). Les trois premières qualités indiquées ci-dessus et que doit présenter un bon accumulateur industriel sont plutôt des qualités requises des accumulateurs fixes d'usine ou des accumulateurs destinés à la traction; en effet, si le rendement en énergie de ceux-ci, par exemple, n'est que de 45 0/0, au lieu de 90 0/0, le prix du kilomètre se trouve doublé.

d'entre elles et de ne conserver que celles qui sont importantes pour la fonction à laquelle on destine l'instrument. Les trois dernières qualités (4, 5, 6) : *propreté, solidité et pouvoir de conserver la charge en circuit ouvert, sont les qualités les plus importantes que l'on doit exiger d'un accumulateur destiné à l'allumage.*

Il importe peu en effet qu'un tel accumulateur puisse se prêter à des charges et à des décharges rapides, puisque en aucun cas, en service normal, on n'aura à lui en faire subir ; il n'est pas très important que les rendements en quantité et en énergie soient élevés.

Une grande capacité utilisable par kilogrammes de plaques est due à la grande quantité de matière active qui est souvent formée de grandes pastilles soutenues par de larges grilles.

Or, comme le fait remarquer M. E. Nieuport, cette grande *capacité utilisable* due à l'abondance de la matière active *est tout à fait illusoire dans le cas des accumulateurs soumis à des trépidations répétées.* Ces trépidations finissent toujours en effet par diminuer l'adhérence entre les grilles et les larges pastilles. Ce manque d'adhérence, outre qu'il détériore l'accumulateur en faisant tomber les pastilles au fond du bac et en produisant ainsi des courts-circuits, occasionne entre les pastilles et la grille des couples locaux qui contribuent beaucoup à la décharge des accumulateurs en circuit ouvert. *Dans les accumulateurs d'allumage, il convient donc, pour conserver aux pastilles de matière active une adhérence suffisante avec leur support, de leur donner les plus petites dimensions possibles.*

Pour avoir un accumulateur d'allumage pouvant être transporté sans crainte de projection d'acide, il est avantageux *d'immobiliser*[1] *le liquide*, comme nous l'avons déjà indiqué pour les piles. Parmi les nombreux accumulateurs à liquide immobi-

1. L'immobilisation du liquide présente l'inconvénient d'augmenter la résistance intérieure de l'élément et, par suite, de diminuer sa capacité utilisable. C'est aux charges et décharges rapides que cette augmentation de résistance se fait plus particulièrement sentir.

lisé qui ont été proposés, celui qui semble le mieux construit en vue de l'allumage est l'accumulateur sec Dary au plomb, oxyde de plomb et acide sulfurique. L'électrolyte pâteux (liquide immobilisé) employé dans cet accumulateur, outre l'avantage de supprimer les projections d'acide, contribue dans une large part à assurer cette solidité à toute épreuve que nous avons indiquée comme étant indispensable; avec lui les plaques ne sont plus continuellement lavées, usées et désagrégées par un barbotage du liquide [1].

Charge des accumulateurs. — Proposons-nous maintenant d'indiquer comment on peut charger des accumulateurs destinés à l'allumage d'un moteur d'automobile.

1° *Charge au moyen de piles. — Le mode de recharge le plus pratique pour un chauffeur d'automobiles, est certainement l'emploi de la pile.* La pile dont le maniement est le plus

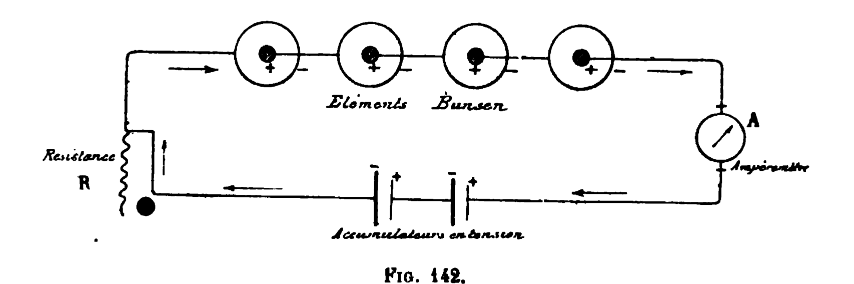


Fig. 142.

simple est la pile au bichromate de potassium ou bien la pile Bunsen. On relie le pôle positif de la pile (pôle charbon de cornue) au pôle positif de l'accumulateur et le pôle négatif de la pile (pôle zinc) au pôle négatif de l'accumulateur.

Recherchons quel est le nombre d'éléments de pile nécessaires pour charger par exemple deux accumulateurs.

Prenons deux accumulateurs chacun de 20 ampères-heures environ de capacité utilisable et chargeons-les au moyen de

1. Pour les soins à apporter dans la manipulation des accumulateurs d'allumage, voir L. Baudry de Saunier, *les Recettes du chauffeur*, p. 168 à 197.

4 grands Bunsen dont chacun a une force électromotrice de 1,8 volt et une résistance intérieure de 0,3 ohms.

Disposons en tension les éléments de pile et les deux accumulateurs, comme le montre la figure 142. Si chacun des accumulateurs contient 3 kilogrammes de plaques, il faut que l'intensité du courant de charge soit voisine de :

$$0,8 \times 3 = 2,4 \text{ ampères.}$$

Il convient donc de régler la résistance R de telle façon que l'intensité du courant marquée par l'ampère-mètre introduit dans le circuit soit voisine de la valeur précédente. Or, l'intensité qui passe dans le circuit est donnée par la formule

$$I = \frac{E - e}{r_p + r_a + R_A + R}$$

en désignant par E, la force électromotrice de la pile ;

e, la force électromotrice de la batterie d'accumulateurs ou force contre-électromotrice ;

r_p, la résistance intérieure de la pile ;

r_a, la résistance intérieure de la batterie d'accumulateurs ;

R_A, la résistance de l'ampère-mètre.

R, la résistance introduite par le rhéostat.

Dans le cas actuel, on a, puisque les éléments de la pile et ceux de la batterie d'accumulateurs sont en tension :

$$E = 4 \times 1,8 \text{ volt} = 7,2 \text{ volts}$$
$$e = 2 \times 2,2 \text{ volts} = 4,4 \text{ volts}$$
$$r_p = 4 \times 0,3 \text{ ohm} = 1,2 \text{ ohm}$$
$$R_A = 0,2 \text{ ohm} \qquad R = 0 \qquad r_a = \text{négligeable} = 0$$
$$2 = \frac{7,2 - 4,4}{1,4}.$$

La capacité utilisable étant de 20 ampères-heures en moyenne, la durée de la charge sera donc de $\frac{20}{2} = 10$ heures.

Supposons que les deux accumulateurs soient réunis en quantité, comme le montre la figure 143.

Nous avons dans ce cas

$$E = 7{,}2 \text{ volts} \qquad e = 2{,}2 \text{ volts}$$

$$r_p = 1{,}2 \text{ ohm} \qquad r_a = 0 \qquad R = 0 \qquad R_A = 0{,}2 \text{ ohm}$$

$$3{,}6 = \frac{7{,}2 - 2{,}2}{1{,}4} = \frac{5}{1{,}4}$$

La capacité utilisable étant de 40 ampères-heures en moyenne, la durée de la charge est donc dans ce cas de

$$\frac{40}{3{,}6} = 11 \text{ heures environ.}$$

Comme on peut prendre un courant voisin de 4,8 ampères,

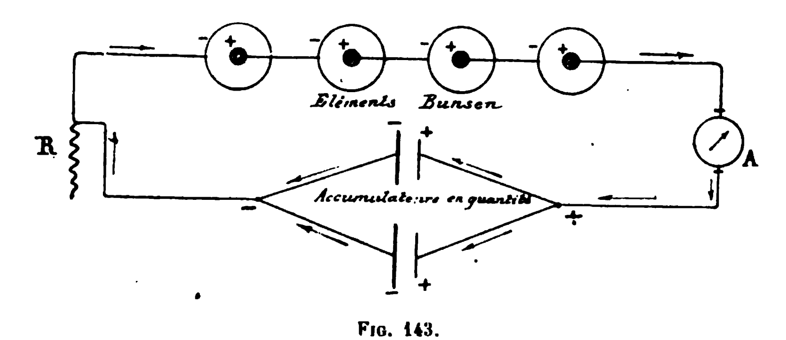


Fig. 143.

il est possible d'employer 6 Bunsen pour la charge et celle-ci dure alors 10 heures comme le montrent les formules

$$\frac{6 \times 1{,}8 - 2{,}2}{6 \times 0{,}3 + 0{,}2} = \frac{10{,}8 - 2{,}2}{2} = 4{,}3 \text{ ampères.}$$

$$\frac{40}{4{,}3} = 10 \text{ heures environ.}$$

Supposons qu'au lieu de deux accumulateurs de 20 ampères-heures de capacité utilisable nous ayons à charger un seul accumulateur ayant cette capacité. D'après la formule

$$I = \frac{E - e}{r_p + r_a + R_A + R},$$

il faut que la force électromotrice E de la pile en charge soit

supérieure à la force électromotrice e. Comme cette dernière est égale en moyenne à 2,2 volts, le nombre minimum d'éléments Bunsen que l'on doit employer pour la charge d'un seul accumu-

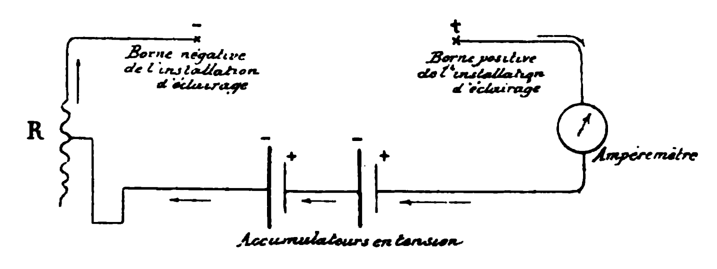


Fig. 144.

lateur est égal à 2. Dans ce cas, l'intensité I du courant de charge est, en ampères,

$$1,75 = \frac{3,6 - 2,1}{0,6 + 0,2} = \frac{1,4}{0,8}$$

et la durée de la charge est :

$$\frac{20}{1,75} = 12 \text{ heures environ.}$$

2° *Charge par courant d'éclairage.* — Lorsqu'on a une ins-

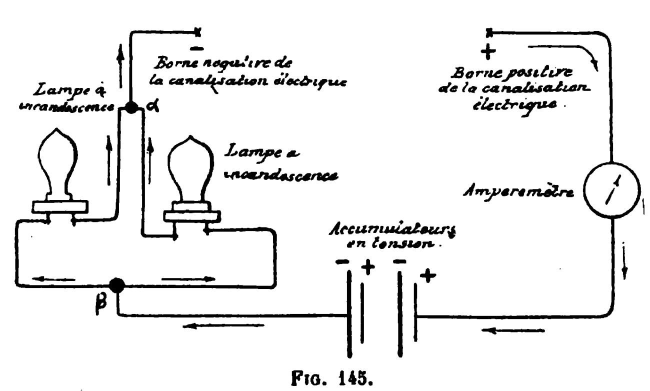


Fig. 145.

tallation d'éclairage à courant continu, il est facile de s'en servir pour charger des accumulateurs destinés à l'allumage d'un moteur.

Supposons que nous ayons deux accumulateurs reliés en série ; relions les pôles de la batterie aux deux bornes d'une prise de courant d'éclairage en ayant soin de relier le pôle

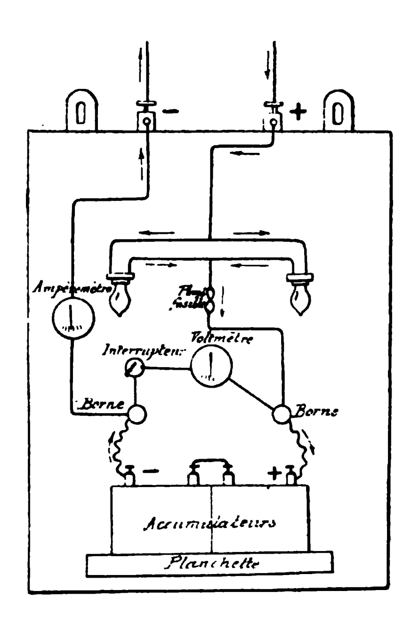


Tableau de charge d'accumulateur d'allumage par courant d'éclairage. (L. Baudry de Saunier. Les Recettes du Chauffeur. p. 190)

Fig. 146.

positif de la conduite d'éclairage au pôle positif de la batterie et réciproquement. Quelle est la résistance R que l'on doit interposer dans le circuit (*fig.* 144) pour que l'intensité du courant qui traverse les accumulateurs ne dépasse pas 0,8 ampère par kilogramme de plaque ?

Si un des accumulateurs contient 3 kilogrammes de plaques, on doit se tenir, pour l'intensité du courant de charge, dans le voisinage de 2,4 ampères. La résistance R à introduire est

alors donnée par la formule

$$2{,}4 = \frac{110 - 4{,}4}{0{,}2 + R}$$

(Application de la formule :

$$I = \frac{E - e}{r_p + r_a + R_A + R}$$

dans laquelle

$r_p = 0$; $r_a = 0$; $R_A = 0{,}2$).

ou

$$R = 43{,}8 \text{ ohms.}$$

Or nous savons que, si une lampe dite (110 volts-32 bougies) est placée sur une canalisation à 110 volts, sa résistance, lorsqu'elle brille de son éclat maximum, est telle que l'intensité du courant qui la traverse est de 1 ampère. Cette résistance est donc de 110 ohms[1].

Mais plaçons les deux lampes dans le circuit, comme le montre la figure 145. On démontre que la résistance R introduite dans le circuit est alors de $\frac{110}{2} = 55$ ohms. L'intensité du courant de charge est alors de 2 ampères, ce qui fait 10 heures de charge si chaque accumulateur a une capacité utilisable de 20 ampères-heures.

La figure 146 représente le tableau de charge d'accumulateurs par courant d'éclairage, que construit la maison de Dion-Bouton.

1. Une lampe à incandescence de 10 bougies alimentée par une distribution à 110 volts $\left(\text{l'indication donnée sur la lampe est } \frac{10}{110}\right)$ est traversée par un courant d'environ 0,3 ampère (Résistance : 367 ohms environ).

Une lampe de 16 bougies $\left(\text{marquée } \frac{16}{110}\right)$ est traversée par un courant de 0,5 ampère (Résistance : 220 ohms environ).

Une lampe de 32 bougies $\left(\text{marquée } \frac{32}{110}\right)$ est traversée par un courant de 1 ampère (Résistance : 110 ohms environ).

CHAPITRE X

ALLUMAGE PAR MAGNÉTOS ET PAR DYNAMOS

§ 1. — ALLUMAGE PAR ÉTINCELLE D'EXTRA-COURANT DE RUPTURE

1. Inconvénients que présente l'allumage par piles ou accumulateurs et bobine d'induction. — L'allumage par piles ou accumulateurs et bobine d'induction que nous avons étudié dans le paragraphe précédent, présente un certain nombre d'inconvénients parmi lesquels on peut citer les suivants :

1° La source d'électricité s'épuise rapidement, même quand elle est constituée par une pile, lorsque la pièce qui établit le courant est mal construite ou mal réglée. Quant aux accumulateurs, ils sont d'un entretien très délicat si l'on veut les conserver longtemps en bon état; nous avons vu qu'il faut toujours éviter de pousser la décharge assez loin pour que la force électromotrice de chaque élément devienne inférieure à 1,8 volt. Un court circuit, toujours facilement provoqué par les conditions d'utilisation de l'appareil amène sa détérioration. Enfin l'accumulateur peut se trouver déchargé dans des circonstances où sa charge est impossible; il constitue alors un organe inutile.

2° La bobine d'induction est, de son côté, un organe qui exige du soin et de la sollicitude de la part du conducteur d'automobiles. Elle ne doit jamais être heurtée violemment, la

rupture d'un fil à l'intérieur constituant une panne irréductible ; elle craint la chaleur et la pluie, elle ne doit jamais être placée à proximité de l'échappement ou de la circulation d'eau à cause de la fusibilité de la matière isolante. Enfin elle produit un courant secondaire de haute tension qui exige un isolement très soigné du fil amenant ce courant à la bougie d'allumage.

Cette tension très élevée du courant secondaire de la bobine d'allumage est nécessaire parce qu'il s'agit de faire jaillir une étincelle entre deux pointes qui ne se touchent pas et qui sont séparées l'une de l'autre par un gaz comprimé à 4 ou même 5 atmosphères qui, dans ces conditions, constitue un milieu très résistant.

Aussi a-t-on cherché à produire une étincelle électrique dans la chambre de combustion du moteur sans employer un courant de haute tension. On y est parvenu en utilisant les propriétés du courant de self-induction qui se produit lors de la rupture du circuit d'un courant.

2. Étincelle d'extra-courant de rupture. — On sait que, si l'on vient à ouvrir un circuit parcouru par un courant, on fait naître dans ce circuit un courant d'induction direct, c'est-à-dire de même sens que le courant principal. La production d'un tel courant donne naissance, au moment de la rupture du courant principal, à une étincelle qui éclate entre les deux parties du circuit à ce moment voisines l'une de l'autre. C'est cette étincelle, désignée sous le nom d'*étincelle d'extra-courant de rupture*, que l'on produit dans le moteur à la place de l'étincelle d'induction. Comme on le voit, le circuit du courant est *constamment établi*, puisque les deux pièces entre lesquelles se produit l'étincelle sont *en contact;* ce n'est que par l'éloignement subit d'une de ces pièces par rapport à l'autre que l'on produit l'étincelle qui enflamme le mélange tonnant introduit dans le moteur. Nous allons voir qu'il résulte de là que la force électromotrice ou tension du courant principal n'a pas besoin d'être très considérable pour obtenir une étincelle de rupture très chaude.

3. Circonstances qui favorisent la production d'une étincelle d'extra-courant de rupture très chaude. — Pour obtenir une étincelle de self-induction de rupture suffisamment chaude, il convient d'augmenter la force électromotrice du courant de self-induction. Or on parvient à ce résultat :

1° *En augmentant la self-induction du circuit.* — On constitue ce circuit par une bobine comprenant un grand nombre de tours de fil et contenant à son intérieur une grande masse de fer doux ;

2° *En accroissant la vitesse de variation de l'intensité du courant principal jouant ici le rôle de courant inducteur.* — On y parvient en produisant une rupture aussi brusque que possible du circuit.

On voit donc que la force électromotrice du courant principal n'a pas besoin d'être considérable pour obtenir un extra-courant de rupture ayant une tension considérable et donnant naissance à une étincelle suffisamment chaude.

Dès lors les fils qui conduisent le courant de la source d'électricité aux pièces qui, en s'écartant, doivent donner naissance à l'extra-courant de rupture, au lieu d'être parcourus par un courant de 10 à 15.000 volts de force électromotrice comme dans le cas du courant secondaire d'une bobine, sont parcourus par un courant dont la force électromotrice est de 50 à 100 volts. L'isolement de ce fil a donc besoin d'être beaucoup moins soigné et les chances de panne résultant des défauts d'isolement sont considérablement diminuées.

4. Principe de l'allumage par extra-courant de rupture. — Le principe de l'allumage par extra-courant de rupture est représenté schématiquement dans la figure 147.

Dans le fond du cylindre du moteur est disposée une tige *a* isolée électriquement et mise en communication avec un pôle d'une source d'électricité dont l'autre pôle est en communication avec la masse de la machine.

Une palette *b*, montée sur un axe D peut s'appuyer sur la

tige isolée. L'axe D prolongé porte, en outre, calée à son extrémité, une palette extérieure sur laquelle agit une tige A soule-

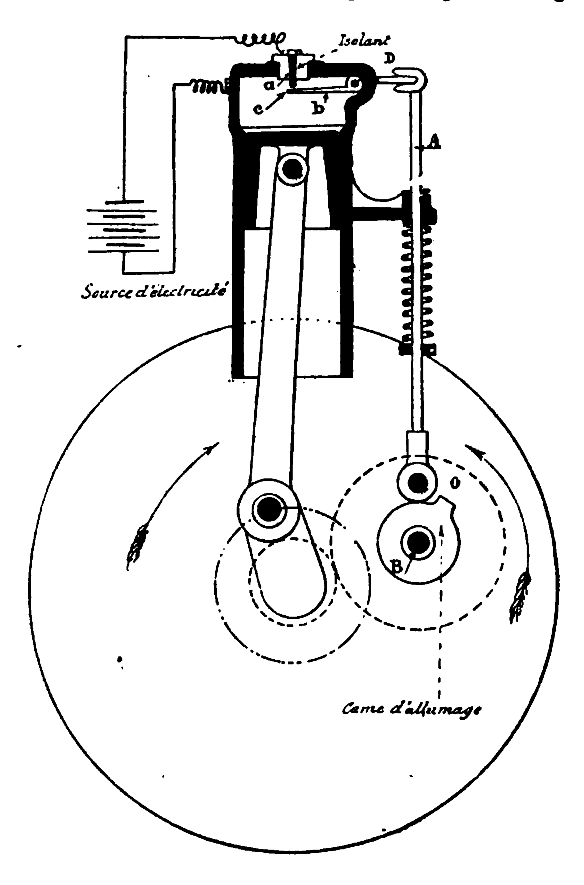


Schéma d'allumage par étincelle d'extra-courant de Rupture.
(J. Gobiet Les Moteurs à Pétrole p. 103.)

Fig. 147.

vée, tous les deux tours du moteur, par une came O montée sur un arbre B tournant à une vitesse moitié moindre que celle de l'arbre moteur. On voit donc que chaque fois que

l'explosion doit être produite, la palette *b* est écartée de *a* et une étincelle se produit en *c*, déterminant l'inflammation du mélange tonnant comprimé.

Nous devons donc étudier :

1° *Les modes d'installation mécanique de la rupture du circuit ;*

2° *La source qui fournit le courant dont la rupture donne naissance à l'étincelle d'allumage.*

I. *Le tampon*[1]. — Dans la tête du moteur, à l'endroit où le constructeur estime que l'étincelle doit produire son meilleur effet est monté un large bouchon épais, dénommé *tampon*. Cette pièce est en fonte, simplement serrée sur le cylindre par des boulons ou (très rarement) vissée sur lui.

Le tampon porte deux organes :

1° L'un immobile I (*fig.* 148) est l'*inflammateur* ou bougie constituée par une simple tige de nickel ou d'acier auquel aboutit le courant venant de la source d'électricité.

2° L'autre, mobile autour de son axe, est *un levier à deux bras* L. L'un de ces bras est extérieur au moteur et reçoit la commande par choc d'une tige mue par ce moteur; l'autre est intérieur au moteur, joue dans la culasse, et peut venir toucher puis s'écarter de la partie de l'inflammateur qui fait saillie à l'intérieur de cette même culasse. Ce levier n'est pas isolé du tampon; il fait donc partie de la *masse* comme lui et comme le moteur PP.

L'*inflammateur* est une tige droite de 6 millimètres environ de diamètre, terminée du côté du moteur par un épaulement de 10 millimètres. Cette tige est noyée dans un double cône *h*, aux pointes opposées, de matière isolante, de 14 millimètres environ de diamètre (stéatite, mica, émail). Un joint d'amiante *t* sépare de la substance isolante la tête de l'inflammateur, afin d'éviter que les coups de feu des explosions ne pénètrent sous

1. Cette description et celle des organes principaux de l'allumage par extra-courant de rupture, sont empruntées aux remarquables articles publiés par M. L. Baudry de Saunier, *Allumages par magnéto* (*Locomotion*, 2e année, nos 60, 61, 62, 63, p. 740 à 794).

cette tête et ne finissent par la couper. Cette rondelle évite de plus les fuites de compression qui pourraient se produire.

Le *levier* du tampon est en fer. Du côté de l'intérieur, il se termine par un doigt long qui vient au contact de l'inflammateur. Son axe d'articulation est évidé dans sa partie médiane pour éviter un frottement inutile et renforcé d'une partie

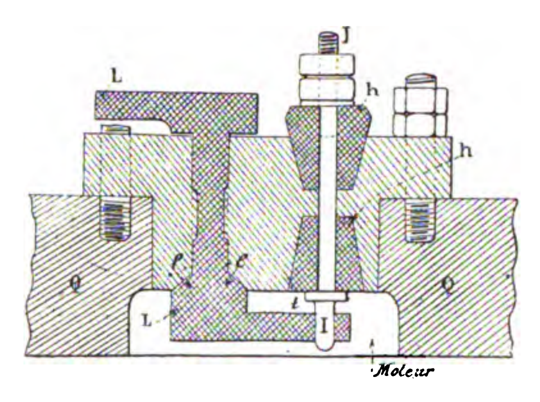


Schéma du tampon
(Locomotion 2e Année N° 62 p. 773.)

FIG. 148.

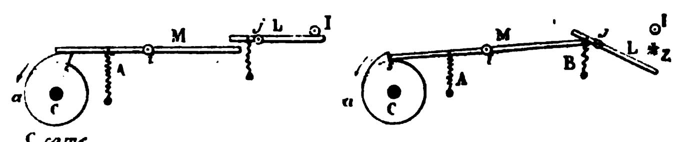
conique *ll*, qui sert de bouchon automatique au gaz comprimé. La pression de l'explosion pousse en effet ce cône sur son siège, où il se rode comme un clapet et prévient ainsi toute fuite.

Un tampon est donc une épaisse pièce de fonte, logée dans la tête du moteur et qui porte deux organes dont l'un peut venir facilement au contact de l'autre. Ces deux organes sont en relation avec les deux pôles de la source d'électricité. Le circuit électrique est donc fermé quand le levier touche l'inflammateur et ouvert quand il en est éloigné.

II. *La rupture.* — Comme nous l'avons dit plus haut, il faut que la rupture, c'est-à-dire l'écartement subit entre le levier et l'inflammateur dans lesquels passe le courant, soit *aussi brusque que possible.* Tous les procédés qui donnent un écartement plus ou moins progressif sont mauvais. Aussi tous les

bons systèmes sont-ils disposés suivant des principes dont le schéma de la figure 149 donne l'idée.

Le moteur actionne une came C à échappement très rapide, sur laquelle vient s'appuyer l'extrémité d'un levier d'interruption M articulé en *i*. Lorsque la came vient à présenter son échancrure, le levier *y* tombe tout à coup par suite de la traction qu'exerce sur lui le ressort à boudin A. En basculant, il vient frapper le bout du levier de tampon L articulé en *j* et dont



C, came
M, levier d'interruption articulé en i.
A, ressort à boudin exerçant une traction sur le levier M.
L, levier de tampon articulé en j
I, interrupteur.
Z, étincelle d'extra. Courant de rupture.
B, ressort à boudin ramenant L au contact de I.

Schéma de la rupture du Circuit.
(Locomotion. 2e Année n° 62 p. 773.)

FIG. 149.

l'autre bout est au contact de l'interrupteur I. Il y a donc brusque rupture du courant établi et l'étincelle jaillit en Z. La came continuant à tourner présente au levier M sa partie cylindrique (qui commence en *s* et se termine seulement en *a*); les leviers demeurent dans leurs positions respectives, le courant reste donc rompu. Lorsque la partie excentrée de la came (de *a* à *s*) représente sa bosse au levier M, celui-ci est remis en sa place primitive et un petit ressort à boudin B, moins fort que A, ramène le levier L au contact de I, rétablissant le passage du courant. Enfin dans le but d'augmenter la brusquerie de l'écartement des deux pièces, le constructeur laisse une distance de 2 à 5 millimètres entre le levier d'interruption M et le levier de tampon L; dans ces conditions, le bout du levier M, ayant acquis avant de heurter le levier de tampon une certaine force

vive, attaque ce levier avec la soudaineté et la netteté d'un coup de marteau. D'ailleurs le grand bras du levier L ayant une longueur double de celle du petit bras, celui-ci n'a besoin d'être écarté que d'une quantité très petite pour que le grand bras quitte le contact I et que la rupture du circuit ait lieu.

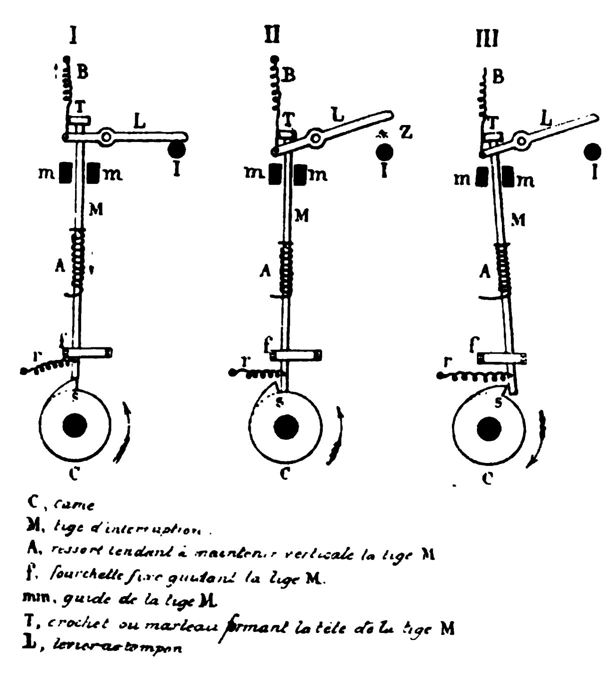


Schéma de montage d'une rupture de circuit
(Locomotion. 2e Année. N° 62. p 774)

Fig. 150.

La figure 150 représente un montage d'allumage par extra-courant de rupture. On fait monter et descendre sur une came C une tige d'interruption M verticale; cette tige est maintenue en contact constant avec la came par un bon ressort A. Cette tige est guidée en bas dans une fourchette fixe *f* où elle peut se déplacer dans un sens, et en haut dans un autre guide *mm* où elle a un jeu de 1 millimètre environ.

La tête de cette tige est formée par un crochet ou marteau T, généralement un écrou et un contre-écrou sur le bout fileté, qui, lorsqu'elle descend, vient butter contre le levier de tampon L. Les dessins I et II de la figure 150 indiquent ce qui se passe lorsque la came fait un tour

Le dessin III montre la position que prend la tige d'interruption au cas où, dans une mise en marche, le moteur viendrait à donner un coup à contre-sens. La tige d'interruption s'incline en se déplaçant en bas et en haut dans le guide *mm* où son déplacement latéral est insignifiant.

Dans la pratique, on fait la tête T réglable par un écrou et un contre-écrou, pour que la distance entre elle et le levier ne varie pas ou du moins puisse être corrigée.

Cette distance peut, en effet, après plusieurs milliers de kilomètres, se modifier par suite de la perte de substance que subissent en leur point de contact le levier L et l'inflammateur I, chaque étincelle enlevant une parcelle du métal qui s'y volatilise.

5. Dispositifs divers d'interruption. — L'interruption brusque peut être obtenue :

1° *Soit par une tige tombante ;*

2° *Soit par une tige oscillante.*

Interruption par tige tombante. — Le système Mercédès présente un exemple net de ce mode d'interruption.

La came C montée sur l'arbre de dédoublement (*fig.* 151) [côté aspiration ; les soupapes d'admission étant commandées] ne présente pas une encoche à pic, analogue à celle que nous venons de décrire, mais un chemin de roulement très rapide qui se déroule au-dessous d'un galet terminant la tige de rupture M.

Ce galet est lui-même pincé dans une fourchette R articulée en S. Il en résulte qu'en faisant pivoter légèrement l'arbre P sur lequel sont montées les fourchettes des quatre cylindres, on déplace les quatre galets au-dessus des quatre cames et on fait qu'ils soient soulevés par elle un peu avant ou

un peu après le moment normal. On produit ainsi *l'avance et le retard* à l'allumage au moyen du levier V en relation avec le conducteur par une tringle.

Les chocs en arrière n'ont pas d'effet nuisible parce que la came, n'ayant pas d'encoche brusque, le galet peut rouler sur elle impunément dans les deux sens.

Pendant environ les $\frac{3}{4}$ d'un tour complet de l'arbre de dédoublement, le levier N est abaissé. Lorsque le moment de

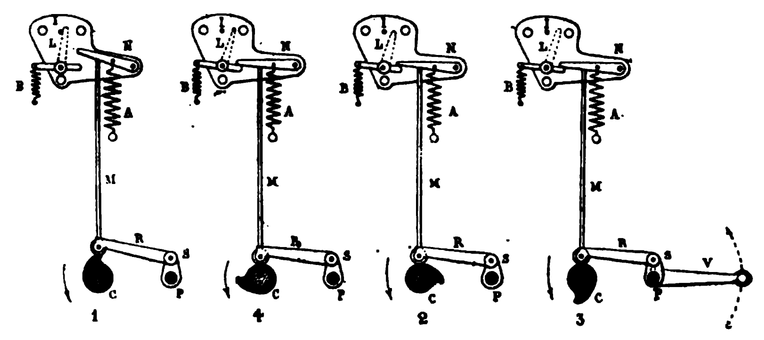


Fig. 151.

la rupture approche, la tige M soulève ce levier N, afin de permettre au petit levier L de tampon de venir, sous l'effort du ressort B, au contact de l'inflammateur I.

La came se dérobant tout à coup sous le galet, c'est le ressort A qui produit le mouvement de rupture en repoussant dans l'échancrure la tige M et tirant en bas le levier N qui donne un choc brusque au levier L.

Interruption par tige oscillante (*fig.* 152). — Dans ce mode d'interruption; la tige de rupture M tourne sur elle-même et donne son choc *horizontalement* au lieu de le donner *verticalement* comme dans le système que nous venons d'étudier.

Cette tige de rupture porte en haut et en bas deux leviers horizontaux S et T (*fig.* 152). Le bras S est destiné à appuyer sur la queue du levier de tampon L; le bras T à suivre une

came C à rampe rapide *c* qui lui communique les mouvements de va-et-vient.

Cette tige est guidée en haut et en bas en *mm*. Elle tend toujours sous l'effort d'un ressort de torsion A à appuyer son levier S sur la queue du levier de tampon, mais la came ne lui permet de donner un coup brusque à cette queue qu'au moment où le levier T vient à échapper sur la rampe.

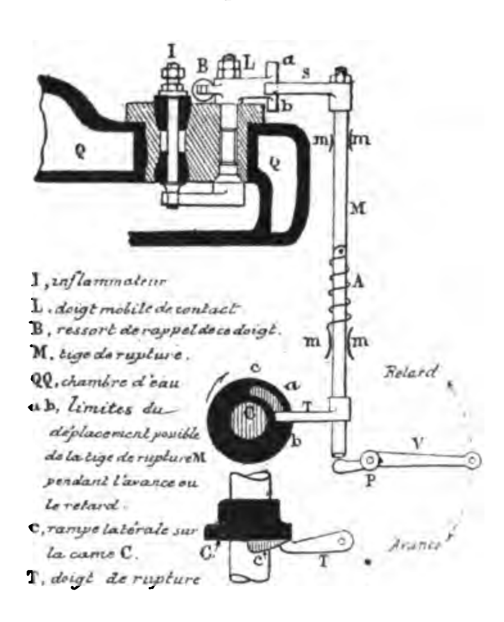


Fig. 152.

Quant à l'avance ou au retard à l'allumage, il est obtenu par le déplacement du levier V articulé en P ; ce levier soulève la tige M ou la laisse descendre un peu. Le levier T est ainsi déplacé par rapport au point de la rampe qui fait le déclic, d'une quantité qui peut être égale à *ab*. Le levier S se d'place en même temps devant la queue du levier L qui a une hauteur *ab* égale à la valeur maxima des déplacements de la tige M.

Des chocs en arrière sont sans effet sur ce dispositif, car le levier T se termine par une partie semi-ronde qui monte facilement dans les deux sens sur la came.

Le ressort A travaille ainsi à la fois à la torsion pour la rupture, et à la traction pour faire suivre à la tige M les mouvements du levier V.

6. Génération du courant. — Production de courants d'induction par déplacement d'un circuit fermé dans le voisinage d'un aimant. — La produc-

tion du courant d'allumage est fondée sur le principe suivant.

Lorsque, dans le voisinage d'un aimant, on déplace un circuit fermé, on fait naître dans ce circuit un courant d'induction. Ce courant jouit de propriétés analogues à celles que nous avons étudiées lorsque, dans le voisinage d'un circuit fermé, nous avons fait varier l'intensité d'aimantation d'un aimant.

1° *Le courant d'induction ne dure que pendant la production du mouvement relatif du circuit fermé par rapport à l'aimant.*

Dès que le circuit fermé vient à s'arrêter par rapport à l'aimant, le courant d'induction cesse.

2° *La force électromotrice d'induction ou l'intensité du courant d'induction qui parcourt le circuit fermé va en croissant avec la vitesse du mouvement relatif du circuit fermé par rapport à l'aimant.*

3° *Le sens dans lequel le circuit fermé est parcouru par le courant d'induction dépend :*

α) *De la nature du pôle en présence duquel se déplace le circuit fermé ;*

β) *De la direction du mouvement relatif du circuit par rapport à l'aimant.*

Lorsque le mouvement du circuit s'effectue dans la même direction en présence d'un pôle nord ou d'un pôle sud, le sens du courant d'induction est inverse dans les deux déplacements. De même on produit deux courants d'induction de sens inverse quand, après avoir approché le circuit fermé d'un pôle nord par exemple, on vient à l'éloigner de ce pôle.

Ceci posé, considérons deux petites bobines AB et A'B' formant chacune un circuit fermé et tournant autour d'un axe O comme l'indique la figure 153. Ces deux bobines se déplacent dans le même sens, la bobine AB devant un pôle sud, la bobine A'B' devant un pôle nord ; elles sont parcourues par des courants de sens inverse. La bobine AB devant être parcourue par un courant d'un certain sens tant qu'elle se déplace devant un pôle sud et par un courant de sens inverse

quand elle se déplace devant un pôle nord, le changement de sens du courant s effectue au voisinage du plan de symétrie LM. C'est, par conséquent, au voisinage de ce plan de symétrie, que le courant passe par la valeur zéro dans chacune des bobines. On voit dès lors que si on considére la rotation complète d'une bobine AB, l'intensité du courant d'induction qui parcourt cette bobine passe deux fois par zéro. D'autre part, étudions les phénomènes qui se produisent pendant une demi-révolution de cette bobine AB. La force électro-

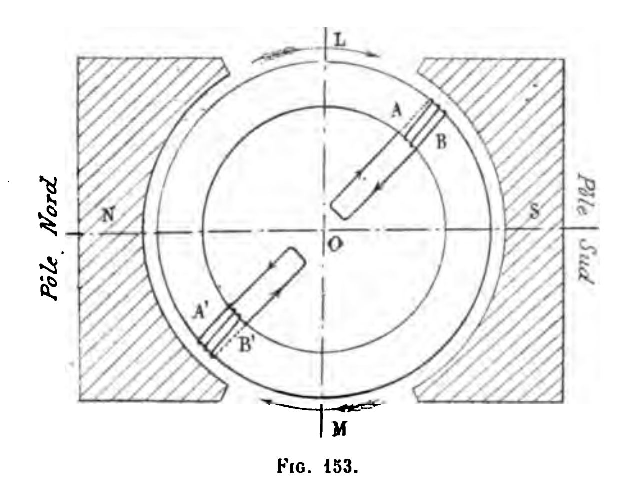


Fig. 153.

motrice du courant d'induction part de la valeur zéro au commencement de cette demi-révolution pour revenir à zéro à la fin de cette même demi-révolution ; elle passe donc, dans l'intervalle, par une série de maxima et de minima. La symétrie nous montre qu'elle passe par un maximum lorsque la bobine AB se trouve au voisinage d'un plan NS perpendiculaire au plan de symétrie LM. Représentons par une courbe les variations, pendant une révolution complète de la bobine AB, de la force électromotrice du courant d'induction qui parcourt cette bobine ; pour cela, portons en abscisses les valeurs des angles α que fait avec le plan LM le plan de symétrie de la bobine AB et en ordonnées les valeurs

de la force électromotrice, positives quand le courant d'induction va dans un certain sens et négatives quand le courant d'induction va dans un sens inverse.

Nous obtenons la figure 154 qui nous montre que, pendant une révolution complète de la bobine AB, la force électromotrice passe par deux maxima et par deux minima qui sont nuls.

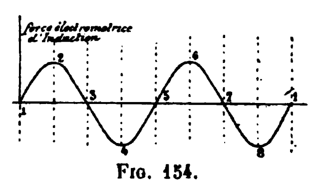


Fig. 154.

La bobine AB est donc, pendant une révolution complète, parcourue par des courants alternatifs. Relions les deux extrémités du fil de cette bobine à deux bagues métalliques *isolées*, dont les axes se confondent avec l'axe de rotation autour duquel tourne la bobine (*fig.* 155). Supposons que deux ressorts extérieurs appelés *balais* soient reliés par un circuit extérieur E et viennent frotter sur les bagues mobiles. Le circuit extérieur E est alors parcouru par des *courants alternatifs*.

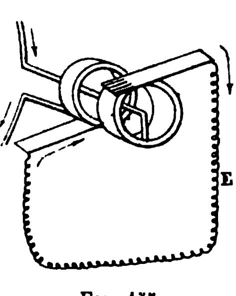


Fig. 155.

Il est souvent nécessaire de faire parcourir le circuit extérieur, non plus par des courants alternatifs, mais par des *courants continus*, c'est-à-dire par des courants ayant toujours le même sens à un instant quelconque.

On emploie alors le *commutateur redresseur* qui est formé de *deux coquilles semi-cylindriques isolées l'une de l'autre* (*fig.* 156) et auxquelles arrivent les deux extrémités de la bobine AB. Les balais sont disposés dans une position telle que leurs communications avec les tronçons cylindriques du commutateur sont interverties au moment où le courant change de direction dans la bobine AB, comme le montrent nettement les figures 157 et 158

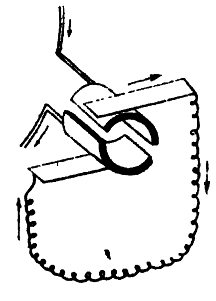


Fig. 156.

En faisant tourner les bobines AB et A'B' dans le sens de la flèche, c'est-à-dire de gauche à droite, nous produisons,

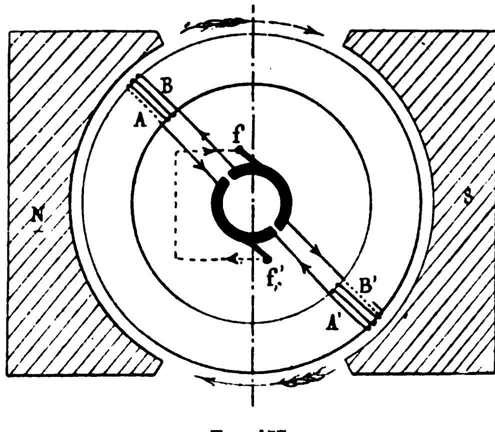


Fig. 157.

comme nous venons de le voir, dans le circuit extérieur, un courant continu allant du balai *f'* au balai *f*. Si nous avions

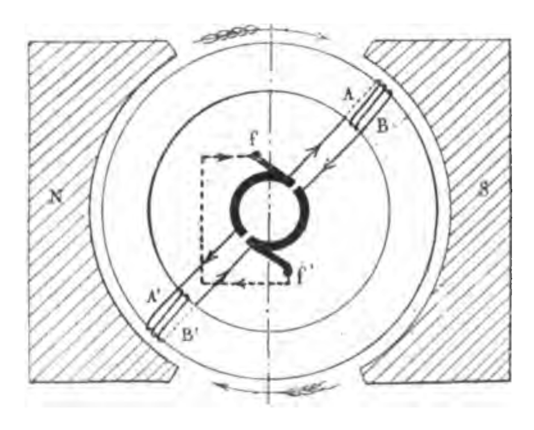


Fig 158.

fait tourner les bobines en sens inverse, nous aurions, en vertu des lois fondamentales de l'induction, donné naissance à un

courant continu de sens inverse au précédent et parcourant le circuit extérieur du balai *f* au balai *f'*.

Dans ce qui précède, nous n'avons, pour simplifier l'exposition, considéré que le mouvement de deux bobines AB et A'B'. En réalité, l'anneau sur lequel sont enroulées ces bobines est recouvert par une série de bobines comme le montre la figure 159. Si on relie les extrémités de ces bobines à deux anneaux isolés (*fig.* 155), on constitue une machine à courants alternatifs; si les extrémités des fils de ces bobines sont reliées

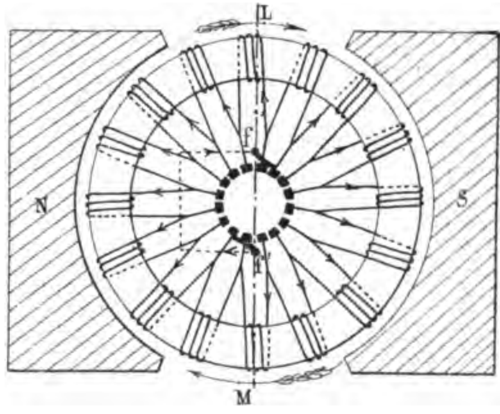


Fig. 159.

à une série de portions d'un même anneau isolées les unes des autres (*fig.* 159) et constituant le commutateur redresseur ou *collecteur*, on se trouve en présence d'une machine à *courants continus*.

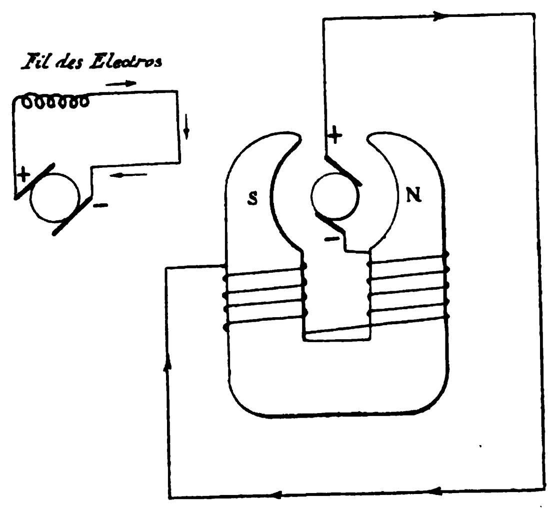
Enfin, pour augmenter la force électromotrice du courant d'induction, on constitue l'anneau sur lequel sont enroulées les bobines avec du fer doux. L'ensemble de cet anneau en fer doux et des bobines qui sont enroulées sur lui forme ce que l'on appelle l'*induit* de la machine.

7. Classification des machines qui produisent des courants d'induction. — L'*inducteur* d'une telle machine est constitué par un aimant. Suivant la nature de cet aimant,

on divise les machines qui produisent les courants d'induction en :

1° *Machines magnéto-électriques ou magnétos, si l'inducteur en acier est un aimant permanent;*

2° *Machines dynamo-électriques ou dynamos, si l'inducteur en fer doux est un électro-aimant.*



Machine dynamo Série.

Le courant qui parcourt le circuit général passe tout entier dans le fil d'excitation des Electro-aimants

FIG. 160.

Au point de vue de l'excitation de ce dernier par un courant convenable, on divise les dynamos en

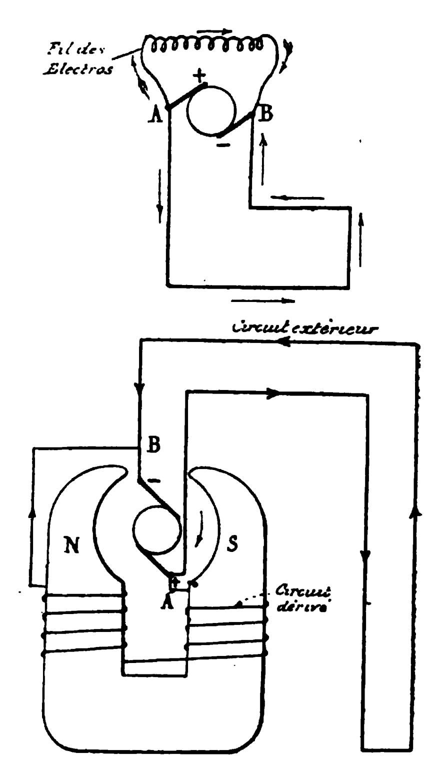
a) *Dynamos à excitation indépendante ;*

b) *Dynamos série;*

c) *Dynamos en dérivation ou shunt ;*

d) *Dynamos compound.*

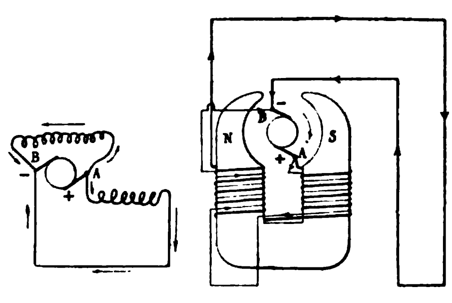
Les figures 160, 161 et 162 donnent les schémas de ces machines ainsi que leurs caractères distinctifs.



Machine Dynamo Shunt.

Le courant qui passe dans le fil d'excitation des Electro-aimants est une dérivation faite aux points A et B sur le circuit extérieur. La dérivation est faite en fil fin.

Fig. 161.



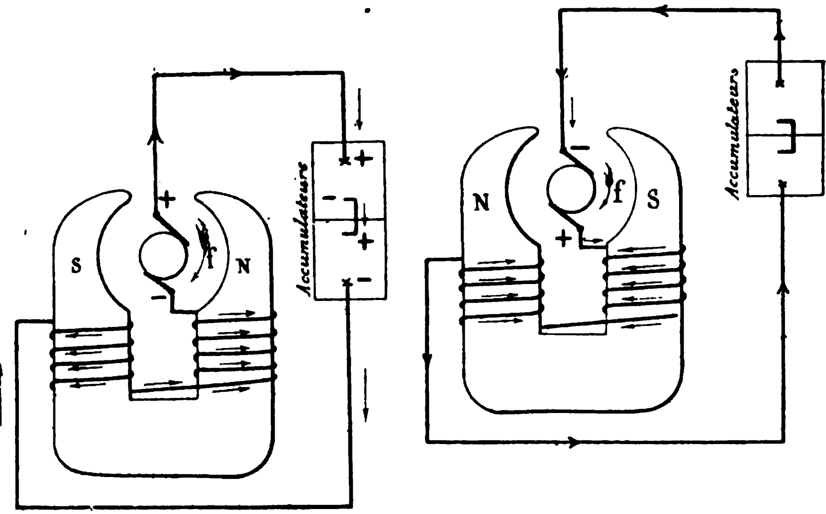
Machine Dynamo Compound.

Combinaison de la machine Série et de la machine Shunt. Le fil des électros est à double enroulement, le fil fin est une dérivation sur le circuit général, le fil gros fait partie du circuit général.

Fig. 162.

8. Emploi des dynamos-shunt dans les automobiles. — Les dynamos d'allumage sont généralement des *dynamos shunt.*

Par leur disposition, ces dynamos ont moins de chance d'être brûlées lorqu'un court-circuit se produit dans le circuit extérieur. En effet, dans ce cas, il ne passe pas de courant



La dynamo-série tournant dans le sens de la flèche f charge les accumulateurs.

Les accumulateurs en se déchargeant dans la dynamo-série changent la polarité des électros, la dynamo tournant toujours dans le sens de la flèche f donne naissance à un courant de sens inverse au précédent et qui détériore les accumulateurs.

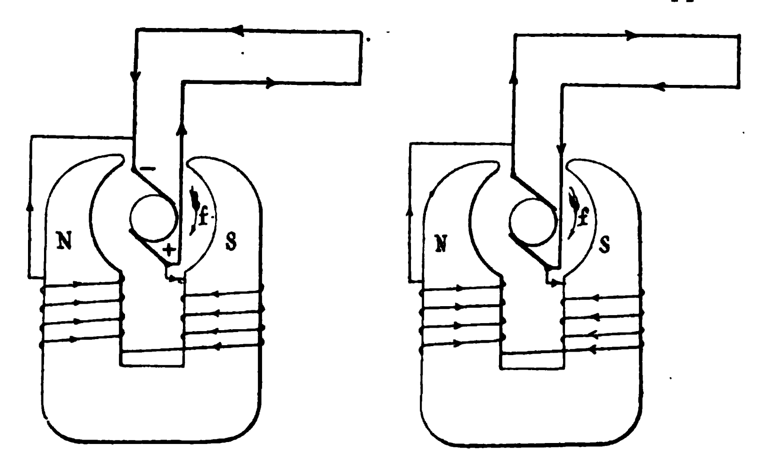
FIG. 163.

dans le courant dérivé; l'aimantation des électro-aimants est presque réduite à zéro; la force électromotrice du courant d'induction produit par la dynamo diminue très rapidement et l'intensité du courant d'induction n'est pas assez grande pour élever jusqu'à la fusion la température du fil de l'induit.

D'autre part, on sait que la nature des pôles d'un électro-aimant dépend essentiellement du sens dans lequel circule le courant qui produit son aimantation. Si le sens de ce courant vient à changer, les pôles de l'électro-aimant s'inversent.

Dès lors si la machine continue alors à tourner dans le même sens, elle donne naissance dans le circuit extérieur à un courant de sens inverse au précédent.

Or supposons que la dynamo considérée soit employée à charger des accumulateurs; le courant de charge circule dans un sens convenable dans le circuit extérieur. Supposons



Le courant peut momentanément changer de sens dans le circuit extérieur d'une dynamo-Shunt sans que le courant change de sens dans la dérivation et par suite sans que la polarité des électros vienne à se modifier.

Fig. 164.

que les accumulateurs viennent à se décharger dans la dynamo. Le courant auquel ils donnent naissance est de sens inverse au précédent. Si cette inversion de courant se fait dans les électro-aimants, la machine tournant dans le même sens continue à donner naissance à un courant de sens inverse au courant de charge des accumulateurs et qui détériore ces derniers. C'est ce qui peut arriver dans une dynamo-série, comme le montre la figure 163. Au contraire, un tel accident dû au changement de polarité des électro-aimants ne se produit pas dans les machines shunt comme le montre la figure 164. Or, comme nous allons le voir, on emploie dans les automobiles concur-

remment avec une dynamo d'allumage quelques accumulateurs que l'on charge au moyen de cette dynamo.

Les dynamos-shunt présentent l'inconvénient suivant. Dans une dynamo quelconque, l'intensité du courant produit est proportionnelle à la vitesse de rotation de la machine. Comme le montre la figure 161, le courant produit par une dynamo-shunt se divise en deux parties dont l'une se propage dans le circuit extérieur et dont l'autre passe dans le fil fin d'excitation des électro-aimants. Si la vitesse de la machine est faible et si le circuit extérieur est peu résistant, le courant d'induction engendré par l'aimantation rémanente des électro-aimants de la machine ayant une faible intensité, passe presque en entier dans le circuit extérieur; la partie de ce courant qui traverse le fil fin des électro-aimants est trop faible pour exciter ceux-ci. C'est ce que l'on exprime en disant qu'une dynamo-shunt s'excite très difficilement.

Il résulte immédiatement de là que, si la vitesse de rotation de la machine est trop faible, on n'a pas un courant dont l'intensité est suffisante pour donner une étincelle d'extra-courant assez chaude pour l'allumage et par suite on a, au départ, des ratés.

Aussi toutes les installations d'allumage par dynamo-shunt comportent-elles des accumulateurs qui servent, au démarrage, à fournir le courant d'allumage. La figure 165 représente l'installation qui se trouve encore sur quelques voitures Mors; nous avons indiqné sur le schéma lui-même les modes de connexion entre la dynamo, les accumulateurs et le circuit contenant une bobine A présentant de la self-induction. On voit que ce schéma comporte trois combinaisons possibles des circuits :

1° *La dynamo n'est employée qu'à produire le courant d'allumage ;*

2° *Les accumulateurs sont seuls employés à produire le courant d'allumage ;*

3° *La dynamo charge les accumulateurs et sert en même temps à produire l'allumage.*

Une combinaison analogue d'une dynamo-shunt et d'accumulateurs se rencontre dans l'allumage des voitures Panhard et Levassor (*fig.* 166).

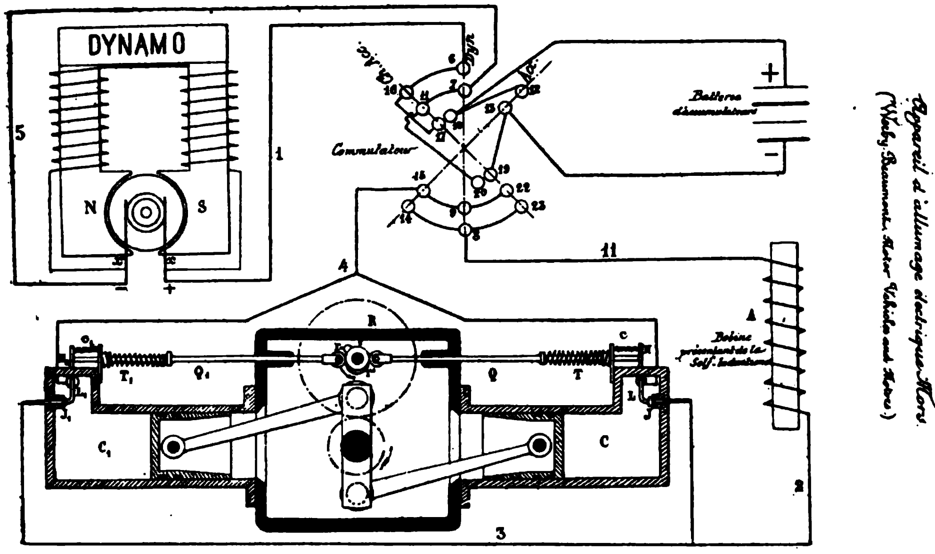


Fig. 165.

L'interrupteur peut prendre trois positions :

1° Une position en B qui correspond au non-fonctionnement, c'est-à-dire qu'à ce moment ni l'accumulateur ni la dynamo n'a son circuit fermé par la mise à la masse;

2° Une position en A qui met l'accumulateur seul en circuit puisque son négatif est à la masse; la dynamo n'a pas son circuit fermé, le petit indicateur placé sur le fil allant de l'accumulateur à l'interrupteur indique la *décharge* de l'accumulateur;

3° Une position en D qui met la dynamo à la masse, ainsi que l'accumulateur par le doigt en crochet qui réunit les deux bornes A et D. La dynamo produit un courant qui est à la fois à l'allumage et à la charge des accumulateurs; l'indicateur

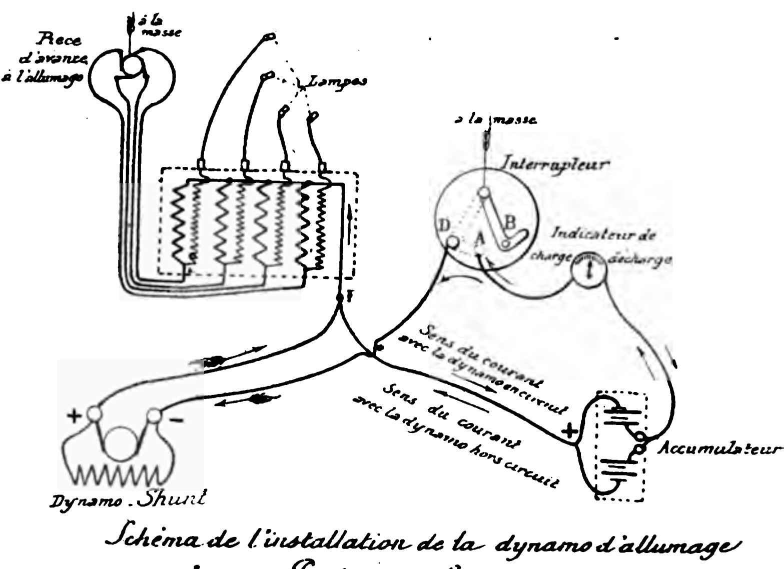


Schéma de l'installation de la dynamo d'allumage Panhard et Levassor (Locomotion 2e Année. N° 14 p. 9.)

Fig. 166.

placé sur le fil allant de l'accumulateur à l'interrupteur indique la *charge* de l'accumulateur.

9. Emploi des magnétos dans les automobiles. — L'emploi d'une dynamo nécessite, comme nous venons de le voir, l'emploi d'accumulateurs susceptibles de fournir, au départ, le courant nécessaire à l'allumage. Pour supprimer ces accumulateurs et éliminer en même temps les sources de pannes qui résultent de leur emploi, on substitue actuellement les machines magnéto-électriques aux dynamos.

Dans la magnéto que l'on trouve sur les dernières voitures Mors, l'inducteur est fixe et l'induit est mobile. Or ce dispositif

d'induit tournant présente de réels inconvénients dans les automobiles. Il n'est pas besoin de redresser le courant puisqu'on ne l'utilise pas à charger les accumulateurs. La machine magnéto fournit un courant alternatif que l'on doit capter au moyen de deux bagues isolées sur l'axe de rotation de l'induit ; sur ces bagues frottent des balais fixes qui amènent le courant au moteur. C'est justement l'emploi de ces pièces à frottement qui rend ce dispositif peu pratique pour les automobiles ; il peut, en effet, se glisser de l'huile entre le balai et la bague de frottement ; le contact électrique devient mauvais.

La magnéto Simms-Bosch. — La maison Simms-Bosch a donné à cette production du courant d'allumage par une magnéto la solution élégante que nous allons exposer.

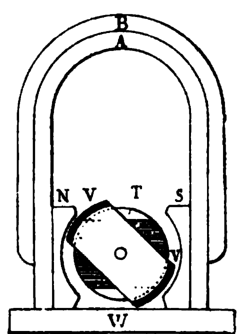


Schéma du dispositif Simms-Bosch

T, Induit fixe.

V,V, Volet rotatif en fer doux.

Fig. 167.

On laisse fixes l'inducteur et l'induit; mais on fait tourner entre l'inducteur et l'induit une sorte de *volet* formé de deux secteurs en fer doux qui sont opposés l'un à l'autre comme le montre la figure 167.

L'induit fixe T en fer doux *a* la forme d'un H renversé sur la barre centrale duquel on a enroulé une bobine B (*fig.* 168, n° 1).

Nous pouvons, de la manière suivante, nous rendre compte de la production des courants d'induction dans la bobine B. La pièce de fer doux formée des deux ailes désignées par A_1 et A_2 dans la figure 168 se comporte comme un véritable aimant à aimantation variable qui se déplace en présence du circuit fermé constitué par la bobine B. Les variations de l'aimantation de cette pièce de fer doux, son déplacement ainsi que les variations de l'aimantation de la pièce T qui en sont la conséquence, donnent dans la bobine B naissance à des courants d'induction.

Comment varie la force électromotrice de ce courant d'in-

duction? La forme adoptée pour l'ensemble de la pièce T et des deux pôles N et S nous montre que le système présente deux plans de symétrie XY et X'Y' (*fig.* 168, n° 2) divisant le système en quatre secteurs opposés deux à deux par le sommet.

Considérons le plan $\sigma_1\sigma_2$ qui passe par le milieu des secteurs

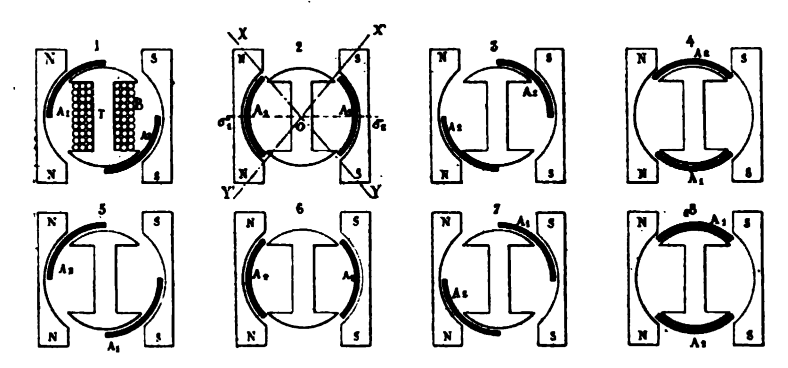


Fig. 168.

A_1 et A_2 et qui tourne avec eux. La symétrie même du système nous conduit à énoncer les propositions suivantes.

1° *Tant que les deux parties* $c\sigma_1$ *et* $c\sigma_2$ *du plan* $\sigma_1\sigma_2$ *se déplacent dans un des secteurs formés par les plans* XY, X'Y', *le courant d'induction dans la bobine* B *varie d'intensité mais non de sens.*

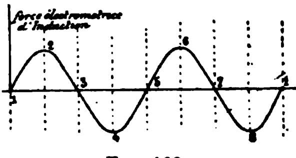


Fig. 169.

2° *Quand le plan* $\sigma_1\sigma_2$ *passe par les positions* XY, X'Y', *le courant induit dans la bobine* B *change de sens en passant par zéro*

La figure 168 montre dès lors très nettement que, dans une révolution complète du volet A_1A_2, l'intensité ou la force électromotrice du courant d'induction passe quatre fois par zéro et quatre fois par son maximum. Rien ne désignant les deux secteurs de fer doux A_1 et A_2, les variations de la force électromotrice d'induction qui correspondent aux positions 5, 6, 7, 8 sont les mêmes que celles qui correspondent aux positions 1, 2, 3, 4. Or la force électromotrice d'induction s'annule

lorsque le volet se trouve dans les positions 1 et 3 ; elle est maximum lorsqu'il se trouve dans les positions 2 et 4.

Prenons deux axes de coordonnées ; sur l'axe des abscisses portons des longueurs représentatives des angles du plan $\sigma_1\sigma_2$ avec le plan XY par exemple, et sur l'axe des ordonnées portons des longueurs proportionnelles aux valeurs de la force électromotrice du courant d'induction engendré dans la

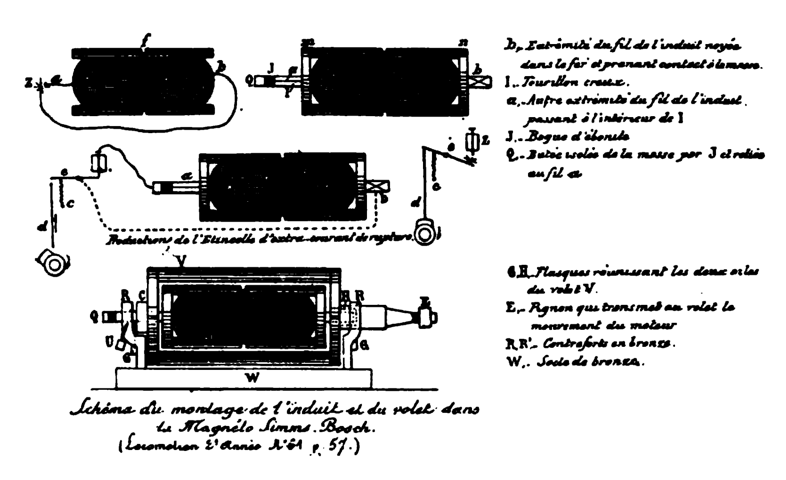


FIG. 170.

bobine B. Nous obtenons la disposition de la figure 169 dans laquelle les numéros inscrits au voisinage de la courbe correspondent aux diverses positions de la figure 168.

La figure 170 représente le schéma du montage de l'induit et du volet dans la magnéto Simms-Bosch. L'induit est monté sur deux tourillons à flasques *m* et *n* ; l'extrémité *b* du fil de cet induit, noyée dans le fer prend ainsi contact à la masse. L'autre extrémité *a*, bien isolée, traverse le tourillon creux I jusqu'à la butée Q qui amène le courant à la borne du fil de bougie. Une bague d'ébonite J isole cette butée du reste de la masse. Quant au tourillon *b*, il porte une patte d'araignée destinée au graissage de la douille qui va venir se monter sur lui pour porter le volet tournant.

Par-dessus l'induit et tournant autour de lui, est monté un volet V. Les deux ailes sont réunies entre elles par les deux

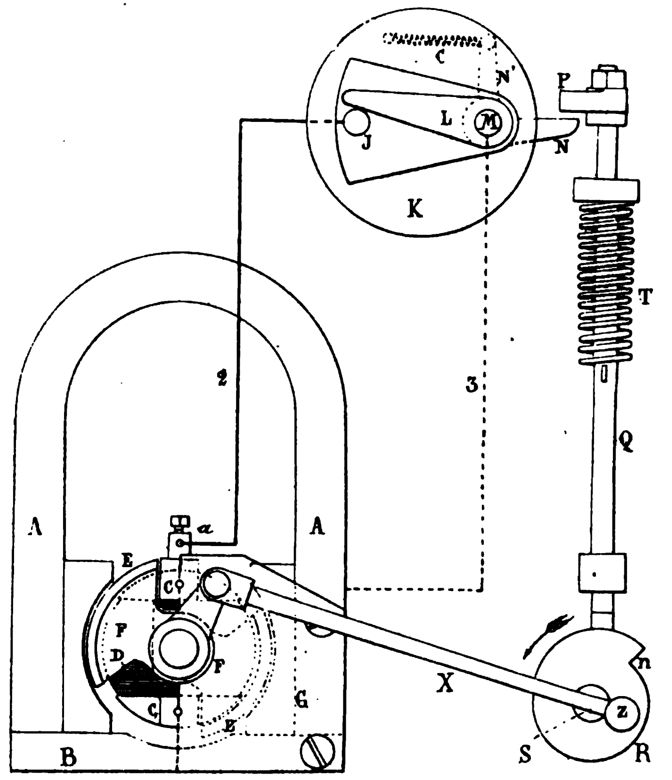


Schéma de la Magnéto Simms-Bosch et de l'appareil d'allumage.
(Worby-Beaumont. Motor Vehicles and Motors)

A, *Aimants permanent en fer à cheval*
B, *Pièce de Bronze fondu*
C, *Noyau en fer doux en forme d'H*
D, *Bobine qui entoure le noyau C, une extrémité aboutit à la borne isolée a et l'autre extrémité est reliée au noyau de fer doux et par suite au moteur et à la terre*
E E, *Volets de fer doux*
F, *Disque de bronze*
H, *Manivelle*
X, *Bielle*
R, *Came*

Fig. 171.

flasques C et H dont l'une C a une portée juste assez longue pour former palier sur l'axe immobile de l'induit et dont l'autre H se termine par un arbre qui, conique à son extrémité E,

reçoit le pignon qui transmet au volet le mouvement du moteur.

Les contreforts RR en bronze (métal non magnétique) montés eux-mêmes sur le socle de bronze W, supportent l'ensemble de l'appareil. Une vis U terminée par une pointe coïnce l'arbre de l'induit afin qu'on soit certain qu'il ne se déplace pas.

La figure 171 représente l'installation complète au moyen de la magnéto Simms-Bosch.

---

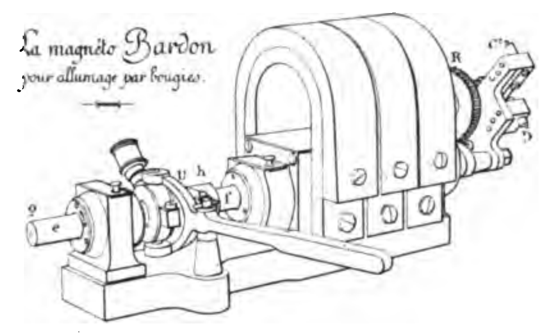
§ 2. — ALLUMAGE PAR ÉTINCELLE D'INDUCTION

Nous avons vu dans le chapitre précédent comment le circuit primaire d'une bobine de Ruhmkorff, destinée à l'allumage par étincelle d'induction, pouvait être alimenté au moyen de piles ou d'accumulateurs et nous avons indiqué toutes les causes de pannes auxquelles étaient susceptibles de donner naissance ces générateurs électriques. Aussi a-t-on pensé à substituer dans l'allumage par étincelle d'induction une magnéto aux piles ou accumulateurs : nous devons à M. Bardon une solution élégante de cette question.

La magnéto Bardon, qui s'attelle directement sur la bobine de Ruhmkorff comme une batterie d'accumulateurs, est constituée par un inducteur formé de trois fers à cheval en acier (*fig.* 172 et 173)[1], entre les pôles desquels tourne un induit constitué par un fil fin isolé et bobiné sur un T en fer doux. La rotation de l'induit donne naissance à un courant alternatif qui est envoyé à la bobine d'induction par l'intermédiaire d'un distributeur.

1. Les figures 172 à 179 sont empruntées à l'article de M. Baudry de Saunier. (*Locomotion* 3e année, n° 89, — 13 juin 1903.)

A cet effet l'induit I (*fig.* 174) bobiné sur la pièce de fer doux T porte deux flasques H et K qui se prolongent, l'une en *h*, l'autre en *k*, pour lui servir d'arbre de roulement ; ces flasques sont donc reliées à la masse du moteur. L'une des extrémités *a* du fil de l'induit est relevée à la masse ; l'autre est amenée en *b* où elle est serrée par une vis à la pièce cylin-



Q – Bout d'arbre sur lequel est monté l'engrenage d'entraînement.
L – Levier d'avance à l'allumage.
e – Arbre recevant le mouvement et le transmettant à l'axe f de l'induit.
U – Douille mobile d'entraînement et d'avance.
h – Ergot coulissant dans la douille pour produire le décalage de l'induit.
R – Roue de dédoublement.
C¹C². Bornes d'allumage liées aux bobines.
D – Prise de courant sur l'arbre de l'induit.

Fig. 172.

drique S soigneusement isolée de la douille *k*. Cette pièce s'épanouit en V et demeure constamment pressée par une touche D isolée elle-même de la masse ; de cette pièce part un conducteur qui la relie à l'une des bornes du primaire de la bobine d'induction. L'extrémité *a* étant à la masse, il faut pour que le circuit primaire soit fermé mettre sa seconde borne à la masse. On y parvient en reliant cette seconde borne à une touche C_2 que vient soulever une came conductrice en relation avec la masse, comme dans la figure 175 qui représente le schéma de l'allumage d'un moteur à deux ylindres au moyen de deux bobines B_1 et B_2.

Le distributeur G est fixé sur un arbre pG qui porte une roue R commandée par un pignon P claveté sur l'arbre k et tournant avec lui. La roue R a un diamètre double de celui du pignon P de telle sorte que l'arbre pG tourne deux fois moins vite que l'arbre sur lequel est monté l'induit. Or ce-

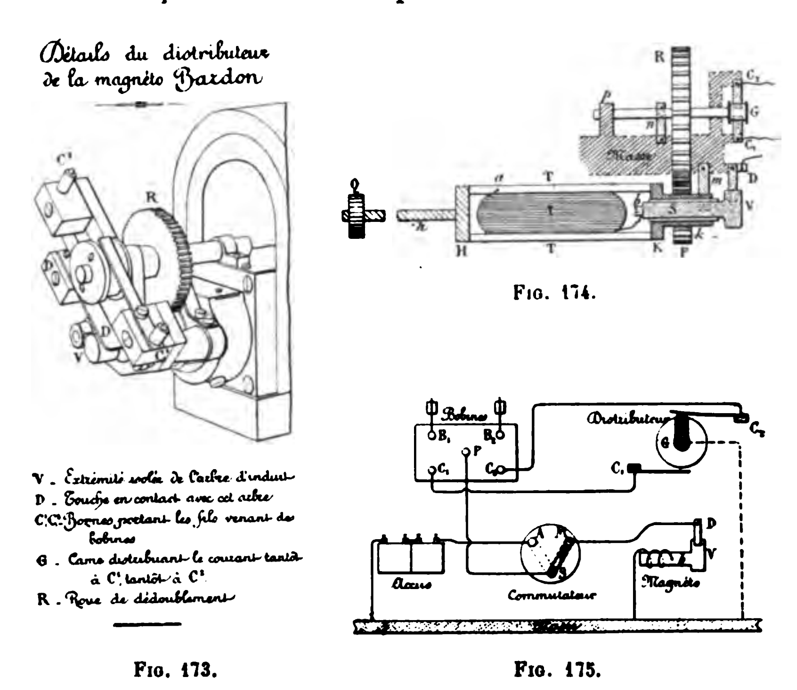


Fig. 174.

Fig. 173.

Fig. 175.

dernier arbre porte calé sur lui le pignon Q qui est entraîné par le moteur à vitesse égale et fait le même nombre de tours que lui [1]; l'arbre pG est un arbre de dédoublement qui donne l'allumage à chaque cylindre tous les quatre temps.

Comme le montre la figure 174, l'arbre pG ne communique avec la masse que par les dents des engrenages P et R. Pour

1. Dans le cas où il s'agit d'allumer un ou deux cylindres comme le montrent les figures 177. Mais, quand on veut allumer trois cylindres (*fig.* 178), il faut que l'induit fasse un tour et demi tandis que le moteur ne fait qu'un tour afin d'obtenir trois maxima ; si l'on veut allumer quatre cylindres (*fig.* 179), il faut, pour obtenir quatre maxima, faire tourner l'induit deux fois plus vite que le moteur.

assurer un meilleur contact le constructeur a placé deux ressorts plats *m* et *n*, qui frictionnent durement sur les arbres.

Le montage de la magnéto Bardon peut se faire de conserve avec la batterie d'accumulateurs. La figure 175 indique nettement ce montage.

Le dispositif d'avance à l'allumage est le suivant. L'arbre

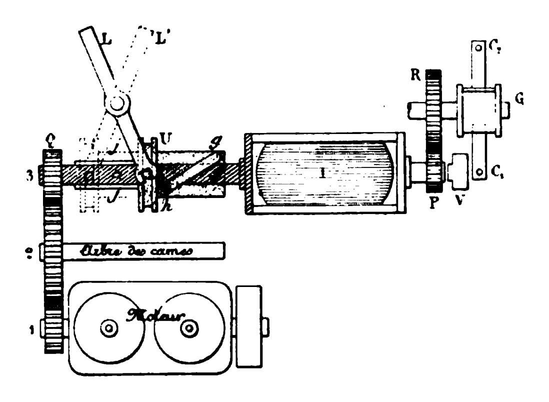


Fig. 176.

d'entraînement de l'induit est formé de deux morceaux. Le premier morceau *e* (*fig.* 176) porte le pignon d'entraînement Q

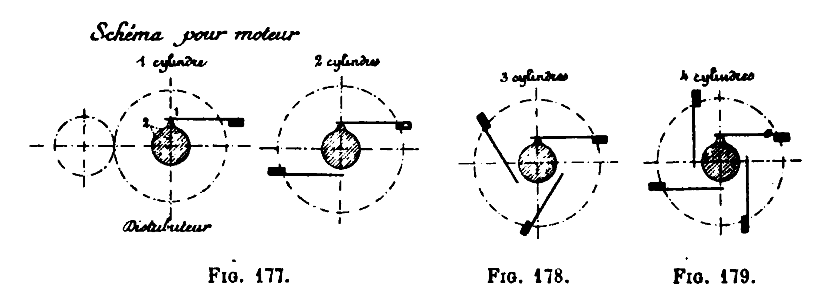


Fig. 177. Fig. 178. Fig. 179.

et les deux clavettes *jj*. Le second *f* qui le touche presque, porte l'induit et un ergot solide *h*.

Ces deux arbres sont réunis par une douille mobile V qui donne logement d'une part aux deux clavettes *jj* et, d'autre part, dans une fente inclinée *g*, à l'ergot *h*. C'est donc par la

douille V que l'entraînement de *e* par le pignon Q est communiqué à l'induit.

Supposons que, le moteur tournant ainsi que l'induit, nous déplacions la douille V vers la gauche au moyen d'un levier L qui prend la position L'. La douille solidement appuyée sur les deux clavettes *jj*, force l'ergot *h* à monter dans la fente *g* c'est-à-dire à faire tourner lui-même l'arbre de l'induit et à le décaler par rapport au pignon Q. L'induit étant solidaire du pignon P et par conséquent de la roue R, ce pignon et cette roue se décalent en même temps que lui d'une quantité proportionnelle et la barrette de la came G prend par rapport aux touches C_1 et C_2 une avance correspondante. L'avance de l'induit se produit synchroniquement avec celle du distributeur ; il en résulte que si, avant de produire l'avance, le calage du pignon d'entraînement de l'induit était fait de telle sorte que la came du distributeur attaquât la touche au moment du maximum du courant, il en sera encore de même après l'avance à l'allumage ; celui-ci se produira aussi régulièrement dans le premier cas que dans le second.

CHAPITRE XI

ÉQUILIBRAGE DES MOTEURS EN GÉNÉRAL ET PLUS PARTICULIÈREMENT DES MOTEURS A EXPLOSION

---

§ 1. — LA FORCE CENTRIFUGE. — SES EFFETS

1. Accélération d'un mobile animé d'un mouvement circulaire uniforme. — Considérons un mobile M de poids P assujetti à prendre un mouvement circulaire uniforme. Si v est la valeur constante de la vitesse de ce mouvement et si R désigne le rayon de la circonférence parcourue par le mobile, l'accélération γ du mouvement de ce mobile à un instant donné est une grandeur dirigée de M vers le centre O du cercle et égale à

$$\gamma = \frac{v^2}{R}. \qquad (1)$$

Si ω est la vitesse angulaire constante de rotation du mobile et si N est le nombre de tours par minute qu'il fait autour de l'axe projeté en O, la vitesse v prend l'une des valeurs :

$$v = \omega R \qquad v = \frac{2\pi N}{60} \times R$$

et l'accélération γ, l'une des valeurs :

$$\gamma = \omega^2 R. \qquad (2) \qquad\qquad \gamma = \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 \times R. \qquad (3)$$

Désignons par M la masse du corps, c'est-à-dire le quotient $\frac{P}{g}$ de son poids par l'accélération due à la pesanteur, le produit $M\gamma$ de cette masse par son accélération à un instant donné dans le mouvement circulaire, représente à cet instant la valeur de la force qu'il est nécessaire de lui appliquer pour la maintenir sur sa trajectoire.

2. Force centripète. — Cette force dirigée du point M vers le centre O reçoit le nom de *force centripète*. Elle est, à un instant donné, la résultante des forces qui agissent *réellement* sur le mobile animé d'un mouvement de rotation circulaire uniforme.

3. Principe de d'Alembert. — D'autre part, on énonce au début de la dynamique un principe général connu sous le nom de *principe de d'Alembert* et qui est le suivant :

Considérons à un instant donné un corps en mouvement, réduit par la pensée à un point matériel, et les forces qui, à cet instant, agissent réellement sur lui; on peut appliquer à ce corps, de masse M, les théorèmes relatifs aux corps en état d'équilibre à la condition d'ajouter aux forces réellement agissantes une force fictive égale à $(-M\gamma)$, γ *étant à l'instant considéré l'accélération du mobile réduit à un point.*

En d'autres termes, il y a équilibre, à l'instant considéré, entre les forces réellement agissantes et la force $(-M\gamma)$.

Cette force $(-M\gamma)$ qu'il faut ajouter aux forces réellement agissantes pour qu'on puisse appliquer aux corps en mouvement les propositions qui ne sont vraies que pour les corps en repos, reçoit le nom de *force d'inertie*.

Ce principe peut se généraliser et s'appliquer à des corps de dimensions finies, contigus les uns aux autres et soumis à des liaisons variées.

Prenons un tel système mécanique formé de points matériels ou de corps continus et divisons ceux-ci en éléments de volume. A chaque point ou à chaque élément, nous pouvons

imaginer que l'on applique une force d'inertie. Dirigée en sens contraire de l'accélération du point ou de l'élément, elle aura pour mesure le produit de cette accélération par la masse de ce point ou de cet élément.

A chaque instant, l'ensemble des forces qui agissent réellement sur le système et des forces fictives d'inertie serait capable de maintenir le système en équilibre dans l'état même qu'il présente à cet instant.

4. Force centrifuge. — Faisons une application de ce principe au cas particulier qui nous intéresse ici, d'un mobile assujetti à se mouvoir sur une circonférence d'un mouvement uniforme.

L'accélération γ de ce mobile étant donnée par l'une ou l'autre des formules (1 à 3), la force fictive d'inertie qui, appliquée en même temps que les forces réellement agissantes, maintiendrait le mobile en équilibre à un instant donné, est égale à

$$\Phi = -M\gamma = -M\omega^2R. \quad (4)$$

Cette force fictive qui est directement opposée à l'accélération du mobile et qui est égale à la force centripète reçoit le nom de *force centrifuge*. Cette force fictive est donc une force dirigée du centre O vers le mobile M, d'où le nom qui lui a été donné.

Remarque. — Si le mobile, au lieu d'être animé d'un mouvement circulaire uniforme, parcourt d'un mouvement quelconque un arc de cercle ou un arc de courbe, la force centrifuge, qui lui est appliquée, est toujours représentée par la formule (4) dans laquelle ω est variable et R est la valeur à chaque instant du rayon de courbure de la trajectoire, c'est-à-dire du rayon du cercle choisi de telle manière que, à un instant quelconque, on puisse confondre un arc infiniment petit de trajectoire avec un arc infiniment petit du cercle.

5. Relèvement des virages dans les vélodromes. — Considérons un cycliste qui, dans un vélodrome, aborde un virage. Il est soumis, à un instant donné de son mouvement à un ensemble de forces réelles telles que la pesanteur, la résistance de l'air, etc... Exprimons que ce cycliste est en équilibre à cet instant sous l'action de ces forces et de la force fictive d'inertie à laquelle nous venons de donner le nom de force centrifuge. Si nous supposons toutes ces forces appliquées au centre de gravité du système formé par le cycliste et sa machine, la résultante de ces forces doit, pour l'équilibre, être normale à la surface du vélodrome. Le plan tangent à la surface du virage doit donc faire un certain angle avec le plan horizontal, angle qui doit être d'autant plus grand que la vitesse angulaire de rotation ou la force centrifuge est plus considérable. On se rend facilement compte de cette condition imposée à la ligne de plus grande pente d'un virage en supposant le système soumis uniquement à l'action de la pesanteur MP et de la force centrifuge $\Phi = MQ$. La résultante MR de ces deux forces, obtenue par la règle du parallélogramme des forces, doit être normale à la ligne de plus grande pente AB du virage; si la force centrifuge va en croissant, la résultante MR se rapproche de l'horizontale et la ligne AB de la verticale. Il en résulte que, si un cycliste tourne suffisamment vite, il peut arriver à se maintenir sur une paroi de plus en plus voisine de la verticale. C'est ainsi que, si on veut, comme au vélodrome de Buffalo à Paris, effectuer des vitesses de 90 kilomètres à l'heure (à motocyclette) avec des virages de 30 mètres de rayon, on est obligé de relever à ces virages en leur donnant une pente de 72 0/0.

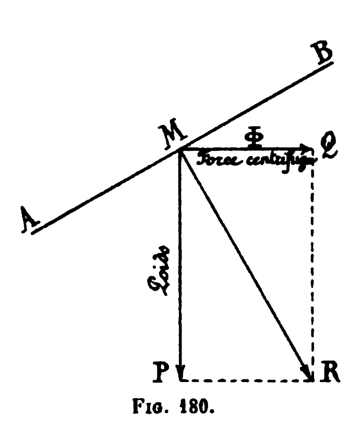


Fig. 180.

6. Le « Looping the Loop ». — Supposons maintenant que la piste circulaire soit dirigée verticalement comme dans l'exercice connu sous le nom de *doublage de la boucle* ou *Looping the Loop*. Le cycliste doit pouvoir être considéré comme étant, en chaque point de cette boucle, maintenu en équilibre sous l'action de la pesanteur, de la résistance de l'air et de la force centrifuge, c'est-à-dire que sa vitesse doit être suffisante pour que la résultante de ces forces soit normale à la piste et dans un sens tel que la bicyclette soit maintenue appliquée contre la paroi. Dans ces conditions, le cycliste peut parcourir la boucle sans danger; il peut même, à un moment donné, se trouver la tête en bas sans s'exposer à une chute.

Cherchons à nous rendre compte de la vitesse que doit avoir le cycliste pour qu'il en soit ainsi, c'est-à-dire demandons-nous quelle doit être la grandeur de la force centrifuge qui doit ainsi faire équilibre à chaque instant à la pesanteur et à la résistance de l'air.

On sait que l'expérience comprend deux phases[1].

Dans la première phase, le cycliste se laisse couler, en roue folle (c'est-à-dire sans pédaler) le long d'une rampe rapide de 34 mètres de longueur, en faisant une descente vertigineuse de 14 mètres suivant la verticale. Cette première période n'a pour effet que de lui donner de l'élan.

Au bas de la rampe, il s'engage dans une boucle qui est une spire d'hélice; la force centrifuge entre en jeu et, grâce à la rapidité de la rotation, elle est assez grande pour contrebalancer l'effet de la pesanteur qui tend à faire tomber le cycliste.

Analysons maintenant les deux phases.

On démontre, en mécanique, que, lorsqu'un corps pesant tombe d'une hauteur h *dans le vide*, sa vitesse au bas de la chute est égale à $\sqrt{2gh}$, qu'il tombe verticalement ou suivant une rampe inclinée, pourvu que h désigne la hauteur de chute comptée *suivant la verticale*. Si donc, dans la première phase, le

1. Voir : C. Bourlet, *Looping the loop* (*la Vie au grand air*, 2me année, n° 236, 21 mars 1903); E. Hospitalier, *la Mécanique du « Looping the Loop »* (*Locomotion* 3e année, n° 76, 12 mars 1903).

cycliste était dans le vide, il arriverait au bas de la rampe avec la vitesse de

$$\sqrt{2 \times 9{,}8 \times 14} = 16^{m}{,}5$$

à la seconde, ce qui ferait du 59 kilomètres à l'heure environ.

Mais, en pratique, cette vitesse limite théorique est réduite :

1° Par les frottements intérieurs de la bicyclette;

2° Par la résistance de l'air;

3° Par l'inertie des roues, la bicyclette n'étant pas un corps rigide qui glisse sans frottement le long du plan incliné, comme le suppose la formule

$$v = \sqrt{2gh}\ [1].$$

En ne tenant compte que de la résistance de l'air, on peut estimer la vitesse réelle maxima du cycliste à la fin de la première phase à 47 kilomètres à l'heure (13 mètres à la seconde [2]).

On voit que les causes de ralentissement que nous venons d'indiquer ne sont pas négligeables, puisqu'elles réduisent la vitesse d'au moins 12 kilomètres à l'heure.

Passons à la seconde phase.

Le cycliste pénètre dans la boucle à la vitesse de 47 kilo-

1. La grandeur du terme de correction qui tient compte du mouvement de rotation des roues dépend de la grandeur du moment d'inertie de ces roues par rapport à leur axe de rotation par exemple; il convient, pour que ce terme soit négligeable, d'avoir des roues qui n'aient pas un grand moment d'inertie, et qui, par suite, ne soient pas trop lourdes.

2. Supposons qu'on ne tienne compte que de la résistance de l'air et qu'on suppose cette résistance proportionnelle au carré de la vitesse et égale à $0{,}03\,v^2$; l'équation des forces vives donne l'équation

$$\frac{dv^2}{dx} + \frac{0{,}069}{P}v^2 - 2g\cos\alpha = 0$$

(*fig.* 181) dont l'intégrale est, en tenant compte de ce que $v = 0$ pour $x = 0$,

$$v = \sqrt{\frac{P\cos\alpha}{0{,}03}\left[1 - e^{-\frac{0{,}06\,gx}{P}}\right]}$$

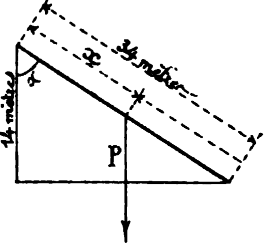


FIG. 181.

mètres à l'heure et monte. Si on tient compte de la résistance de l'air, du poids du cycliste et de sa machine, on trouve que, lorsque le cycliste a tourné d'un angle θ sa vitesse est donnée par la formule[1]

$$(5) \qquad v^2 = -\frac{2gR}{1+a^2}\left(a \sin\theta - \cos\theta\right) + \left(v^2_0 - \frac{2gR}{1+a^2}\right)e^{-a\theta}$$

dans laquelle on a

$$a = \frac{0{,}06\ Rg}{P}$$

R étant le rayon du cercle décrit par le centre de gravité et v_0 la vitesse d'entrée dans la boucle.

Calculons d'après cela, la vitesse du cycliste *au haut* de la boucle.

Le rayon du cercle décrit par le centre de gravité du cycliste est $2^m,50$, car la piste a 7 mètres de diamètre et comme le centre de gravité est à 1 mètre au-dessous de cette piste, le rayon de la circonférence qu'il décrit est de

$$3^m,50 - 1^m,00 = 2^m,50$$

On a donc pour les quantités qui entrent dans l'équation (5) les valeurs suivantes

$R = 2{,}5 \quad g = 9{,}8 \quad P = 100$ kg. $\quad v_0 = 13$
$e = 2{,}71828 \quad \theta = \pi = 3{,}1416 \quad a = 0{,}0147$

On en conclut au moyen de l'équation (5) que l'on a

$$v^2 = -49 + 120\ e^{-0{,}0147\pi} = 65{,}6.$$

d'où pour la vitesse à l'entrée de la boucle,

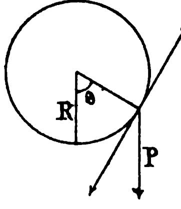


Fig. 182.

$P = 100$ kilog. $\quad \cos\alpha = \frac{14}{34} \quad x = 34 \quad e = 2{,}71828$

$$v_0 = \sqrt{\frac{70.000}{51}\left[1 - e^{-0{,}2}\right]} = 13 \text{ mètres par seconde.}$$

1. L'équation des forces vives donne, si on compte les angles θ à partir de la verticale,

$$\frac{dv^2}{d\theta} + \frac{0{,}06\ Rg}{P}v^2 + 2gR \sin\theta = 0$$

La vitesse a donc pour valeur

$$v = 8^m,1$$

à la seconde, c'est-à-dire que la vitesse de passage au haut de la boucle est environ *au maximum* de 29 kilomètres à l'heure. La force centrifuge développée est alors donnée par la formule

$$\frac{Pv^2}{gR} = \frac{100 \times 65,6}{9,8 \times 2,5} = 267 \text{ kilogrammes.}$$

Or ces 267 kilogrammes sont largement suffisants pour maintenir le cycliste et sa machine, qui ne pèsent ensemble que 100 kilogrammes. Il reste encore 167 kilogrammes disponibles de pression, de telle sorte que le cycliste adhère encore plus à la piste à ce moment que s'il roulait sur le sol.

Pour avoir *la vitesse de sortie* de la boucle, il faut faire dans la formule (5) $\theta = 2\pi$. On trouve, tous calculs faits, $v = 12^m,3$ par seconde, ce qui fait environ 44 kilomètres à l'heure. Le cycliste n'a donc perdu que 3 kilomètres sur sa vitesse d'entrée. Il aurait donc une vitesse largement suffisante pour pouvoir doubler encore une ou deux boucles pareilles.

Toute cette théorie suppose que le système formé par le cycliste et sa bicyclette est un corps parfaitement rigide. Il convient donc, pour se rapprocher de ces conditions idéales, que le cycliste puisse suivre la piste sans jamais donner un coup de guidon. Il faut donc par suite que la piste soit établie de telle sorte qu'une fois le cycliste lancé, il n'ait plus qu'à se laisser filer sans faire aucun mouvement pour passer la boucle sans encombre. Pour cela, il suffit que la piste soit telle que, si on la déroulait sur le sol, on obtienne une ligne droite. En d'autres termes, il faut que les rampes d'arrivée et de sortie soient *tangentes* aux extrémités de la spire d'hélice qui constitue la boucle.

Pour terminer cette étude, faisons une dernière remarque. A la sortie de la boucle, le cycliste a une vitesse de 42 kilomètres à l'heure, et il est soumis à une force centrifuge de

646 kilogrammes. Or lorsqu'il sort de la boucle pour entrer dans la rampe de sortie, cette force disparaît brusquement; la pression sur la piste diminue subitement de 646 kilogrammes. La suppression a d'abord lieu sur la roue d'avant et ensuite sur la roue d'arrière. A l'instant même de la sortie, la roue d'avant se trouve déchargée de plus de 300 kilogrammes qui se portent vers l'arrière. Cette roue doit donc avoir de fortes tendances à se soulever et le cycliste à faire bascule. C'est là un danger sérieux qu'il serait facile de faire disparaître en donnant une forme spéciale à la rampe de sortie, de façon que sa courbure diminue graduellement et que la force centrifuge décroisse insensiblement au lieu de s'annuler brusquement.

En résumé, les conditions principales indiquées par la théorie pour la réussite de l'expérience du doublage de la boucle sont les suivantes :

1° *Bicyclette bien équilibrée, très solide, lourde et non pourvue de pneumatiques ;*

2° *Cycliste léger et de petite taille.*

Ces conditions sont dictées par la nécessité d'éviter les réactions nuisibles que pourraient produire les légers déplacements du cycliste ou de sa machine qui ne doit pas pouvoir déraper sous l'influence d'un éclatement des pneumatiques.

3° *Piste rationnelle dont la ligne médiane ne comporte aucun virage brusque de façon à éviter tout guidonnage et dont les raccordements des courbures soient progressifs afin d'éviter les réactions pénibles et même dangereuses pour le cycliste à chaque changement brusque de courbure*[1].

7. Importance du problème dit de l'équilibrage des moteurs. — Nous venons d'étudier quelques-uns des effets

1. On vient d'installer à Paris (avenue de Suffren) un petit chemin de fer qui permet au public de doubler la boucle. Le wagonnet qui porte les six voyageurs commence par descendre une pente à 45 degrés de 25 mètres de longueur ; puis parcourt la boucle qui a une hauteur de 12 mètres et a 36 mètres de longueur. Si on appelle P le poids du wagonnet et des 6 voyageurs, la pression normale à la voie est égale à 4 P à l'entrée de la boucle ; 1,3 P, au sommet ; 3,6 P à la sortie. (Voir pour les détails de construction et les appareils de sécurité, Le De Dion-Bouton, 1er novembre 1903.)

de la force centrifuge. Or, dans les moteurs, nous trouvons des organes tels que les manivelles qui sont animés d'un mouvement de rotation autour d'un axe, et des organes tels que le piston, sa tige,... qui sont animés d'un mouvement rectiligne alternatif. Il est évident que les forces d'inertie sont susceptibles de produire dans ces pièces des effets qui se traduisent par des déformations d'autant plus considérables que ces forces sont plus grandes et, par suite, que la vitesse est plus considérable.

Aussi le problème qui consiste à rechercher des méthodes permettant de diminuer ou d'annuler ces effets des forces d'inertie est-il l'un des plus importants qui se posent actuellement depuis l'augmentation constante de la vitesse de rotation. C'est ce problème *dit de l'équilibrage des moteurs* que nous nous proposons maintenant de traiter.

8. Couples de forces. — Leurs propriétés. — Mais avant de rechercher les solutions de ce problème, nous croyons nécessaire de rappeler en quelques mots les propriétés des couples de forces, propriétés dont nous allons constamment faire usage.

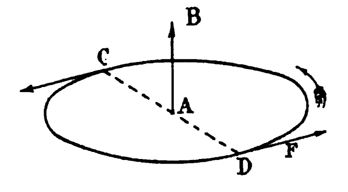


Fig. 183.

Un couple de forces est un ensemble de deux forces parallèles égales et directement opposées.

La *perpendiculaire commune* aux deux forces du couple s'appelle le *bras de levier* du couple et la longueur de cette perpendiculaire est la longueur du bras de levier.

Le *moment d'un couple* est le produit de la grandeur de l'une des forces du couple par la longueur du bras de levier.

Ce moment qui est une grandeur affectée d'un signe est caractéristique d'un couple.

On démontre, en effet, le théorème suivant:

Théorème. — *Quelle que soit la manière dont on modifie la direction des forces d'un couple dans son plan, le moment de ce couple garde toujours une valeur constante.*

Considérons le plan d'un couple et une normale AB à ce plan (*fig.* 183). Supposons qu'un observateur ayant les pieds en A et la tête en B voie les forces du couple tendre à faire tourner le bras de levier CD dans le *sens inverse du mouvement des aiguilles d'une montre.*

Si nous prenons la longueur AB égale au moment du couple, c'est-à-dire au produit $F \times CD$, nous disons que *la grandeur dirigée* AB *ou le vecteur* AB *représente l'axe du couple.*

Composition des couples. — *Pour composer des couples on remplace chacun d'eux par son axe et on compose les axes des couples comme des grandeurs dirigées ou comme des forces.*

Nous allons, dans les paragraphes suivants, rencontrer constamment des applications de ces propositions.

---

§ 2. — ÉQUILIBRAGE DES MASSES ANIMÉES D'UN MOUVEMENT DE ROTATION AUTOUR D'UN AXE

1. Équilibrage d'une seule masse au moyen d'une autre masse dont le centre de gravité est dans le même plan de rotation que le centre de gravité de la masse à équilibrer. — Considérons une masse M_1 (*fig.* 184) dont le centre de gravité est dans le plan G normal en O à l'axe de rotation AA_1. En tournant autour de cet axe, la masse M_1 est soumise à une force centrifuge Φ_1 dirigée de l'axe vers la masse M_1 et dont la grandeur est, en supposant la masse M_1 concentrée en son centre de gravité, égale à

$$\Phi_1 = M_1 r_1 \omega^2$$

formule dans laquelle ω est la vitesse angulaire de rotation de l'arbre; r_1 la distance à l'axe de rotation du centre de gravité de la masse M_1.

Dans le même plan G supposons concentrée en un certain

point une masse M_0 telle que la force centrifuge à laquelle cette masse M_0 est soumise *soit égale et opposée à la force* Φ_1. Désignons cette nouvelle force par

$$\Phi_0 = M_0 r_0 \omega^2$$

r_0 étant la distance à l'axe de rotation du centre de gravité de la masse M_0. Si cette force Φ_0 est égale et opposée à la force Φ_1, on a la relation

$$(6) \qquad \Phi_0 + \Phi_1 = 0$$

ou en tenant compte des valeurs de Φ_0 et de Φ_1

$$(6\ bis) \qquad (M_1 r_1 + M_0 r_0)\omega_2 = 0$$

Fig. 184.

d'où on déduit finalement, puisque ω n'est pas nul,

$$(7) \qquad M_1 r_1 + M_0 r_0 = 0$$

Les deux forces Φ_0 et Φ_1 étant égales et directement opposées se font équilibre.

On exprime ce fait en disant que le système des deux masses M_0 et M_1 *constitue un système équilibré au point de vue des forces centrifuges.*

La force centrifuge Φ_1 est appelée la *force centrifuge à équilibrer* et la force Φ_0 reçoit le nom de *force centrifuge d'équilibrage*.

La condition (7) nous indique de quelle manière on doit choisir la masse M_0 et la distance r_0 de son centre de gravité à l'axe pour que le système soit équilibré.

Si, sur une droite, on porte une longueur $\alpha_1\beta_1 = M_1 r_1$ (*fig.* 184) dirigée dans le sens de l'action de la force centrifuge à laquelle est soumise la masse M_1, il faut pour l'équilibre que $M_0 r_0$ représente la longueur d'un segment $\beta_0\alpha_0$ égal à $\alpha_1\beta_1$ et dirigé en sens inverse.

La grandeur et la direction de la force d'équilibrage sont ainsi parfaitement déterminées.

En particulier, on voit que si $r_0 = r_1$ on doit avoir $M_0 = M_1$. *Deux masses égales dont les centres de gravité sont sur un même diamètre et à une même distance de l'axe de rotation sont deux masses équilibrées au point de vue des forces centrifuges.* C'est pour cette raison que les poulies de transmission ont un nombre pair de bras, symétriquement disposés, et que les jantes sont de même épaisseur tout autour de l'axe.

2. Équilibrage, au moyen d'une troisième masse, de deux masses reliées invariablement l'une à l'autre, les centres de gravité de ces trois masses étant dans le même plan de rotation. — Considérons maintenant deux masses M_1 et M_2 (*fig.* 185) reliées invariablement l'une à l'autre et dont les centres de gravité sont dans un même plan

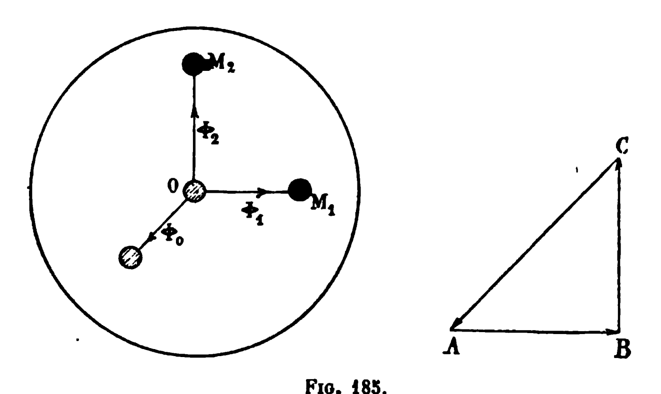


Fig. 185.

normal à l'axe de rotation. Les forces centrifuges Φ et Φ_2 auxquelles ces masses sont soumises ont les directions indiquées sur la figure 185 et les grandeurs

$$\Phi_1 = M_1 r_1 \omega^2 \qquad \Phi_2 = M_2 r_2 \omega^2$$

Représentons ces forces en grandeur et en direction par les vecteurs AB et BC. Ces deux forces ont une résultante AC

obtenue par la règle du parallélogramme des forces. La force CA égale et directement opposée à AC fait par suite équilibre aux deux forces Φ_1 et Φ_2.

Désignons cette force CA par Φ_0; nous pouvons écrire l'égalité

$$\Phi_0 = M_0 r_0 \omega^2 \tag{8}$$

c'est-à-dire que nous pouvons, dans le plan normal à l'axe de rotation et qui contient les centres de gravité des masses M_1 et M_2, placer à une distance r_0 de cet axe le centre de gravité d'une masse M_0 telle que la relation (8) soit satisfaite.

Les trois forces Φ_0, Φ_1, Φ_2 se faisant équilibre, le système *formé des trois masses* M_0, M_1, M_2 *est dit équilibré par rapport aux forces centrifuges.*

Nous venons de voir que l'on a l'égalité symbolique

$$\text{AC} = \text{résultante (AB + BC)}$$

qui s'écrit

$$\text{AC} = \text{Résultante } [M_1\omega^2 r_1 + M_2\omega^2 r_2]$$

ou encore

$$\text{AC} = \text{Résultante } [\omega^2 (M_1 r_1 + M_2 r_2)]$$

Mais on a les égalités

$$\text{AC} + \text{CA} = 0 \qquad \text{et} \qquad \text{CA} = M_0\omega^2 r_0$$

On voit donc que la composition précédente des forces peut-être représentée par les égalités symboliques

$$\text{Résultante } [\omega^2 (M_1 r_1 + M_2 r_2)] - \text{AC} = 0$$

ou

$$\text{Résultante } [\omega^2 (M_1 r_1 + M_2 r_2)] + \text{CA} = 0$$

et par suite

$$\text{Résultante } [\omega^2 (M_1 r_1 + M_2 r_2)] + M_0\omega^2 r_0 = 0$$

ce qui peut aussi s'écrire, en remarquant que, les trois forces AB, BC et CA se faisant équilibre, leur résultante est nulle,

$$\text{Résultante } [\omega^2 (M_1 r_1 + M_2 r_2 + M_0 r_0)] = 0$$

d'où enfin, en remarquant que la vitesse de rotation ω n'est pas nulle,

$$\text{Résultante } (M_1 r_1 + M_2 r_2 + M_0 r_0) = 0 \tag{9}$$

Cette dernière équation symbolique a la signification suivante. Si AB et BC parallèles aux forces Φ_1 et Φ_2 représentent à une échelle déterminée les grandeurs $M_1 r_1$ et $M_2 r_2$, la ligne CA qui ferme le triangle représente à la même échelle la grandeur $M_0 r_0$, c'est-à-dire qu'elle donne à la fois la grandeur et la direction de la force d'équilibrage Φ_0 Telle est la construction graphique qui permet d'obtenir cette force d'équilibrage.

3. Équilibrage d'un nombre quelconque de masses au moyen d'une seule masse, les centres de gravité de toutes ces masses étant dans le même plan de rotation. — Cette méthode permet d'obtenir la force d'équilibrage d'un nombre quelconque de masses dont les centres de gravité sont dans le même plan de rotation. Si les masses à équilibrer ont pour valeurs M_1, M_2, M_3,..... M_n, et si les centres de gravité de ces masses sont à des distances r_1, r_2, r_3,..... r_n, de l'axe de rotation, la masse M_0 dont le centre de gravité est à une distance r_0 de l'axe, équilibrera les autres masses au point de vue des forces centrifuges, si ces deux quantités M_0 et r_0 sont choisies de telle sorte que l'on ait l'égalité symbolique

$$\text{Résultante } [(M_1 r_1 + M_2 r_2 + \ldots\ldots + M_n r_n + M_0 r_0)\, \omega^2] = 0$$

qui se transforme en la suivante

$$\text{Résultante } (M_1 r_1 + M_2 r_2 + \ldots\ldots + M_n r_n + M_0 r_0) = 0 \tag{10}$$

relation qui a la signification suivante.

Traçons des lignes AB, BC, CD, DE, EF parallèles aux forces centrifuges Φ_1, Φ_2, Φ_3, Φ_4, Φ_5 auxquelles sont soumises les masses M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, et égales à M_1r_1 (AB), M_2r_2 (BC), M_3r_3 (CD), M_4r_4 (DE), M_5r_5 (EF) (*fig.* 186). Nous construisons ainsi la ligne brisée ABCDEF.

La ligne AF est, au facteur ω^2 près, la résultante des forces Φ_1, Φ_2, Φ_3, Φ_4 et Φ_5. La ligne FA, c'est-à-dire la ligne qui ferme le polygone est donc opposée à la résultante des

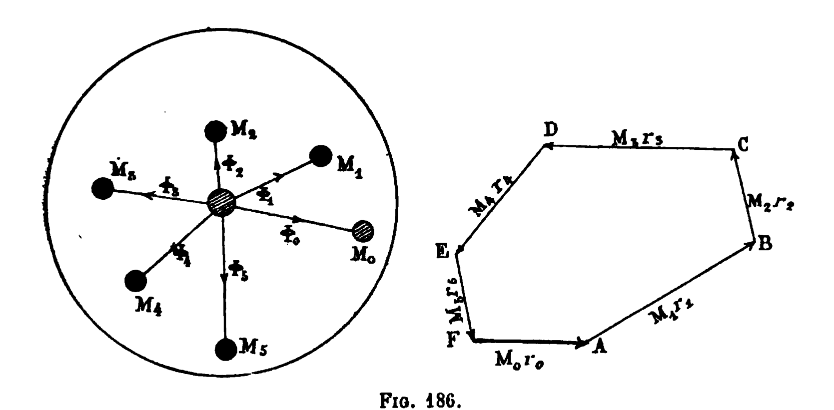


FIG. 186.

forces précédentes et sa longueur multipliée par ω^2 donne la grandeur de cette résultante. *Cette ligne* FA *représente la force d'équilibrage du système des masses précédentes.*

4. Application des principes précédents à l'équilibrage d'un vilebrequin. — Les principes que nous venons d'exposer nous donnent la marche à suivre pour équilibrer une manivelle ou un vilebrequin.

Appelons P le poids des deux bras de la manivelle, et p le poids de la soie de manivelle; la masse rotative à équilibrer est, dans ce cas, $P + p$. Si nous supposons le centre de gravité placé au milieu du rayon de manivelle, nous pouvons admettre que tout le poids $P + p$ y est concentré; ou, ce qui revient au même, que le poids $\frac{1}{2}(P + p)$ est concentré à l'axe de la soie.

La force centrifuge à équilibrer a dès lors pour valeur

$$\frac{\frac{1}{2}(P+p)}{g} \times \frac{C}{2}\left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 = M_1 r_1 \omega^2,$$

en désignant par C la course du piston.

En disposant sur les prolongements des bras de manivelle, comme le montre la figure 187, des masses M_0 et M_0 à une distance r_0 de l'axe de telle sorte que l'on ait l'égalité

$$(M'_0 + M'_0)\, r_0 = \frac{\frac{1}{2}(P+p)}{g} \cdot \frac{C}{2},$$

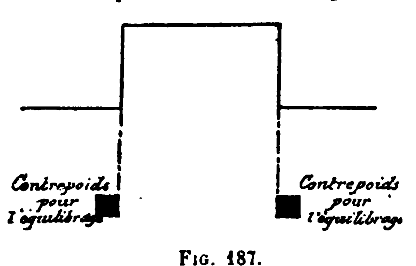


Fig. 187.

on obtient l'équilibrage de la manivelle considérée (*fig.* 187).

Lorsque l'arbre de rotation porte plusieurs manivelles, on équilibre chacune d'elles comme nous venons de l'indiquer.

5. Équilibrage d'une masse au moyen de deux autres masses dont les centres de gravité ne sont pas dans le même plan de rotation que le centre de gravité de la masse à équilibrer. — Jusqu'ici nous avons équilibré une masse ou un nombre quelconque de masses dont les centres de gravité sont dans un même plan de révolution au moyen d'une masse dont le centre de gravité est dans ce plan. Mais il peut être utile dans certains cas d'équilibrer ces masses au moyen de deux autres dont les centres de gravité sont dans des plans différents de révolution du plan qui contient les centres de gravité des premières masses.

Montrons maintenant comment on peut résoudre ce problème en étudiant d'abord l'équilibrage d'une seule masse.

Considérons un système de trois masses M, M_1 et M_2 *dont les centres de gravité sont dans des plans de révolution parallèles et distincts. La masse* M *étant la masse à équilibrer, cherchons*

les conditions que doivent remplir les masses M_1 et M_2 *pour équilibrer la première.*

Les trois masses M, M_1 et M_2 sont liées invariablement entre elles et à l'arbre de rotation de manière que l'ensemble de ces masses et de l'arbre constitue un corps rigide auquel on peut appliquer les théorèmes de la mécanique. Or on sait que toutes les forces appliquées à un corps solide peuvent se réduire à une force passant par un point arbitrairement choisi et à un couple. Dès lors, pour que le système de forces appliqué à ce corps solide soit un système de forces en équilibre, il

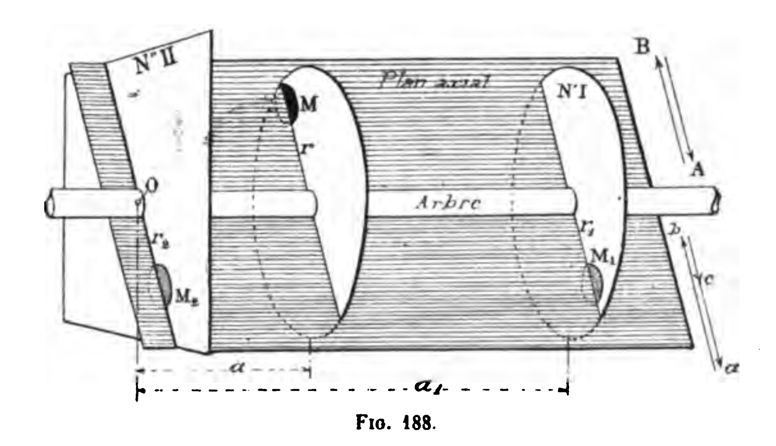


FIG. 188.

faut que la force unique résultante soit nulle et qu'il en soit de même du couple résultant ou de l'axe de ce couple.

Appliquons ces propositions aux forces centrifuges auxquelles sont soumises les masses M, M_1 et M_2. A un instant donné les trois forces sont parallèles entre elles et parallèles au plan couvert de hachures (*fig.* 188) qui est désigné sous le nom de *plan axial.* Effectuons la réduction de ces trois forces en les transportant parallèlement à elles-mêmes au point fixe O arbitrairement choisi dans le plan n° II. Le transport de chacune d'elles donne naissance à un couple dont l'axe est perpendiculaire au plan axial. Après le transfert au point O des forces centrifuges, nous avons donc : 1° trois forces situées

dans le plan n° II et dirigées suivant une même droite ; 2° trois couples dont les axes sont parallèles entre eux.

Composons entre eux ces trois forces et ces trois couples : exprimons que la résultante des trois forces est nulle et qu'il en est de même du couple résultant des trois couples.

Les trois forces centrifuges ont pour expressions

$$\Phi_M = M\omega^2 r, \qquad \Phi_{M_1} = M_1\omega^2 r_1, \qquad \Phi_{M_2} = M_2\omega^2 r_2.$$

Puisque ces trois forces sont dirigées suivant une même droite, et qu'elles se font équilibre, leur somme algébrique est nulle. On a donc l'égalité

$$Mr - M_1 r_1 - M_2 r_2 \ \omega^2 = 0$$

ou, puisque la vitesse de rotation ω n'est pas nulle,

$$(11) \qquad Mr + M_1 r_1 - M_2 r_2 = 0.$$

Les axes des couples résultant des translations des forces Φ_M et Φ_{M_1} ont pour valeurs

$$L_M = M\omega^2 ra, \qquad L_{M_1} = M_1\omega^2 r_1 a_1.$$

Puisque ces axes sont dirigés suivant une même droite, il faut pour l'équilibre que leur somme algébrique soit nulle, c'est-à-dire que l'on ait l'égalité

$$(Mra + M_1 r_1 a_1)\ \omega^2 = 0,$$

ou, puisque ω n'est pas nul,

$$(12) \qquad Mra + M_1 r_1 a_1 = 0.$$

Les deux conditions (11 et 12) expriment que les masses M_1 et M_2 équilibrent la masse M. On voit que, si l'on se donne les positions respectives des plans n° I et n° II par rapport au plan de révolution dans lequel se meut le centre de gravité de la masse M à équilibrer, c'est-à-dire si l'on se donne le rap-

port $\frac{a_1}{a}$, les équations (11) et (12) permettent de calculer M_1r_1 et M_2r_2 et, par suite, de déterminer les positions et les grandeurs des masses équilibrantes.

Le problème peut d'ailleurs se résoudre graphiquement de la manière suivante.

Considérons l'axe L_M du couple obtenu en transportant au point O parallèlement à elle-même la force centrifuge Φ_M due à la rotation de la masse M. Cet axe est, comme nous l'avons dit, perpendiculaire au plan axial et dirigé dans un sens tel qu'un observateur debout le long de cet axe voie les forces du couple tendre à faire tourner leur bras de levier de droite à gauche. Dans le cas actuel, l'axe L_M est dirigé en avant du plan du papier. Faisons tourner cet axe de 90° de telle manière que, dans le plan axial, il se trouve dirigé suivant le rayon r (à partir de l'axe de rotation vers la circonférence), c'est-à-dire suivant la direction du rayon de la manivelle et portons sur cette droite une longueur AB égale à Mra. La grandeur $M_1r_1a_1$ est, d'après l'équation (12), représentée par une longueur BA égale à AB, mais de sens inverse. Le rayon r_1 sur lequel se trouve le centre de gravité de la masse M_1 est alors dirigé en sens inverse du rayon r comme le montre la figure 12. Nous avons ainsi en grandeur et en direction la force d'équilibrage due à la masse M_1.

D'autre part, sur une parallèle au rayon de manivelle r, portons dans le sens ab une longueur Mr, puis dans un sens opposé une longueur $bc = M_1r_1$. L'équation (11) montre que, si l'on trace ca telle que $bc + ca = - ab$, la longueur ca est égale à M_2r_2 et sa direction donne la direction du rayon r_2 sur lequel se trouve le centre de gravité de la seconde masse d'équilibrage M_2.

Problème plus général. — Dans ce qui précède, nous avons supposé que les centres de gravité de la masse M à équilibrer et des masses d'équilibrage M_1 et M_2 se trouvaient à chaque instant dans le même plan. Il n'en est pas en général ainsi *et nous allons maintenant traiter le cas de l'équilibrage de troi-*

masses M_1, M_2, M_3, *au moyen de deux autres masses dont les centres de gravité sont dans deux plans de rotation convenablement choisis.* Désignons par M_4 et M_5 ces masses d'équilibrage ayant l'une son centre de gravité dans le même plan que le centre de gravité de la masse M_1 et l'autre dans un plan quelconque P (*fig.* 189).

Soit O un point quelconque de l'axe de rotation situé dans le plan P. Transportons au point O, parallèlement à elles-

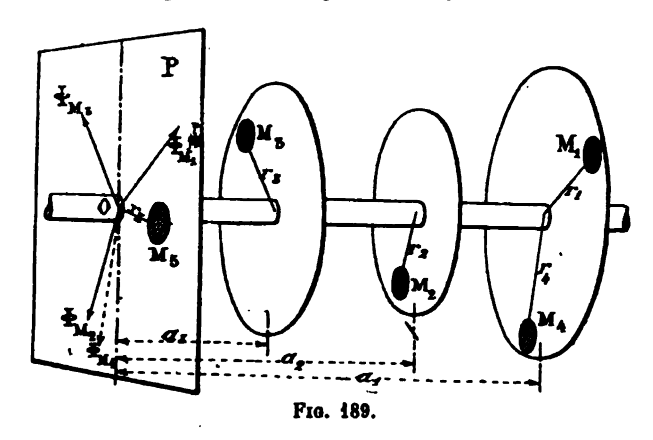


Fig. 189.

mêmes, toutes les forces centrifuges relatives aux diverses masses M_1, M_2, M_3, M_4, M_5.

Exprimons que le système rigide formé de ces masses et de l'arbre est en équilibre au point de vue des forces centrifuges. La résultante de toutes les forces centrifuges est alors nulle ainsi que le couple résultant de tous les couples dus au transport au point O de toutes les forces centrifuges.

Exprimons d'abord que le couple résultant est nul. Les axes des couples composants ont pour grandeur

$$L_{M1} = M_1\omega^2 r_1 a_1 \qquad L_{M3} = M_3\omega^2 r_3 a_3$$
$$L_{M2} = M_2\omega^2 r_2 a_2 \qquad L_{M4} = M_4\omega^2 r_4 a_4.$$

Si le couple résultant est nul, nous devons avoir, d'après une notation symbolique, que nous avons employée plus haut,

les égalités suivantes

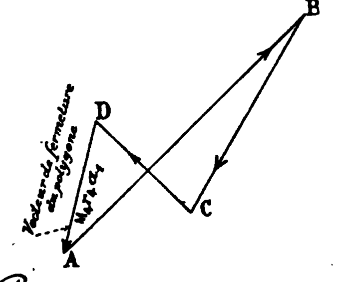
$$\text{Résultante } [L_{M_1} + L_{M_2} + L_{M_3} + L_{M_4}] = 0$$
$$\text{Résultante } [(M_1 r_1 a_1 + M_2 r_2 a_2 + M_3 r_3 a_3 + M_4 r_4 a_1)\,\omega^2] = 0,$$

d'où enfin

$$(13) \qquad \text{Résultante } [M_1 r_1 a_1 + M_2 r_2 a_2 + M_3 r_3 a_3 + M_4 r_4 a_1] = 0.$$

Cette relation symbolique conduit à la construction géométrique suivante.

Imaginons que nous fassions tourner les axes des couples de 90° de manière à les amener dans les plans des couples correspondants parallèlement aux divers rayons de manivelle comptés à partir de l'arbre. Sur une direction parallèle au rayon r_1 portons une longueur AB proportionnelle à la longueur $M_1 r_1 a_1$; puis, parallèlement au rayon r_2 une longueur BC proportionnelle à $M_2 r_2 a_2$; enfin, parallèlement au rayon r_3, une longueur CD proportionnelle à $M_3 r_3 a_3$. D'après la relation (13), la droite DA représente $M_4 r_4 a_1$ et sa direction est parallèle au rayon r_4. La grandeur et la direction de la force centrifuge d'équilibrage due à la masse M_4 sont ainsi parfaitement connues (*fig.* 190).



Polygone des axes des couples.

FIG. 190.

Ecrivons maintenant que les forces centrifuges auxquelles sont soumises les masses M_1, M_2, M_3, M_4, M_5 ont une résultante nulle.

Ces forces centrifuges ont pour valeur

$$\Phi_{M_1} = M_1 \omega^2 r_1 \qquad \Phi_{M_4} = M_4 \omega^2 r_4$$
$$\Phi_{M_2} = M_2 \omega^2 r_2 \qquad \Phi_{M_5} = M_5 \omega^2 r_5$$
$$\Phi_{M_3} = M_3 \omega^2 r_3.$$

Puisque ces forces ont une résultante nulle, on a l'égailté

symbolique

$$\text{Résultante } (\Phi_{M_1} + \Phi_{M_2} + \Phi_{M_3} + \Phi_{M_4} + \Phi_{M_5}) = 0$$

qui se transforme en la suivante

$$\text{Résultante } [(M_1r_1 + M_2r_2 + M_3r_3 + M_4r_4 + M_5r_5)\,\omega^2] = 0$$

et qui donne finalement

$$(14) \qquad \text{Résultante } (M_1r_1 + M_2r_2 + M_3r_3 + M_4r_4 + M_5r_5) = 0.$$

Cette égalité symbolique conduit à la construction géométrique suivante :

Traçons les vecteurs *ab*, *bc*, *cd*, *de*, parallèles aux côtés du

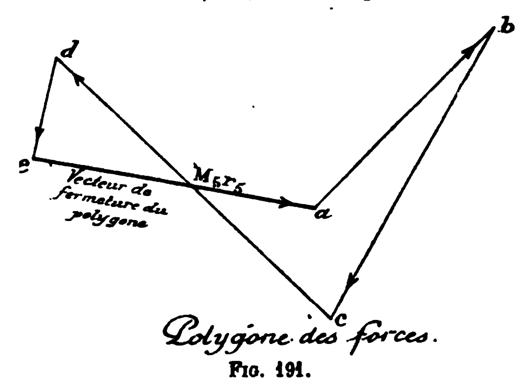


Fig. 191.

polygone ABCDA et prenons pour les côtés de la nouvelle ligne brisée des longueurs proportionnelles à (*fig.* 191)

$$M_1r_1\,(ab), \qquad M_2r_2\,(bc), \qquad M_3r_3\,(cd) \qquad M_4r_4\,(de).$$

L'égalité (14) signifie que le côté *ea* qui ferme le polygone a une longueur proportionnelle à M_5r_5. De plus, la direction *ea* est la direction de la force centrifuge d'équilibrage due à la masse M_5 dont le centre de gravité est dans le plan P. La grandeur et la direction de cette seconde force d'équilibrage sont ainsi parfaitement déterminées.

6. Equilibrage d'un vilebrequin. — Au lieu d'équilibrer séparément chaque manivelle comme nous l'avons indiqué plus haut, on peut, au moyen de deux masses convenablement choisies tournant autour de l'axe de rotation, équilibrer en même temps toutes les manivelles d'un vilebrequin, et cela en employant la méthode que nous venons de développer. Ce mode d'équilibrage est utilisé dans les locomotives et dans certaines machines marines.

---

§ 3. — ÉQUILIBRAGE DES MASSES ANIMÉES D'UN MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF. — CAS OU LA BIELLE EST INFINIE

1. Force d'inertie dans le mouvement rectiligne d'un mobile. — Dans une machine en mouvement, certaines pièces, les pistons et leurs tiges par exemple, sont animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Nous allons, dans ce paragraphe, indiquer comment on peut faire l'équilibrage de semblables masses.

Considérons un mobile qui se meut en ligne droite suivant

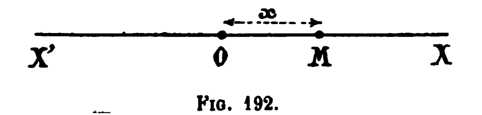


Fig. 192.

une ligne XX' (*fig.* 192). Désignons à un instant t par x la distance de ce mobile à un point fixe O. Le mouvement rectiligne du mobile est connu lorsqu'on sait, à chaque instant t, quelle est la valeur de la distance x c'est-à-dire lorsqu'on connaît la relation

$$x = f(t) \qquad (15)$$

qui relie le temps t au chemin parcouru par le mobile.

Quand on connaît ainsi la loi du mouvement représentée par la relation (15), on a facilement, d'une part, la vitesse v du mobile à l'instant t et, d'autre part, l'accélération γ au même instant. En effet, en prenant deux fois de suite la dérivée de x par rapport au temps t, on trouve

$$(16) \qquad v = \frac{dx}{dt} = f'(t), \qquad \gamma = \frac{d^2x}{dt^2} = f''(t).$$

L'accélération γ est dirigée suivant la droite XX′ suivant laquelle se fait le mouvement du mobile M.

Le produit $M\gamma$ de la masse du mobile par l'accélération de son mouvement rectiligne représente la force qui engendre le mouvement du point M.

D'après le principe de d'Alembert que nous avons énoncé plus haut, il y a, à chaque instant, équilibre entre la force réellement agissante sur le mobile M et la force fictive d'inertie qui est alors égale et opposée à la précédente.

Dans ce cas, la force fictive d'inertie a donc pour expression

$$(17) \qquad -M\gamma = -M\frac{d^2x}{dt^2} = -Mf''(t).$$

2. Valeur de l'accélération des masses d'une machine, animées d'un mouvement rectiligne alternatif, lorsque la bielle est infinie. — Ceci posé, considérons une machine à vapeur par exemple et les masses de cette machine qui sont animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Lorsqu'on connaît la loi du mouvement de rotation de la soie de manivelle, on sait calculer l'accélération correspondante des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif, c'est-à-dire du piston et de sa tige. L'expression de cette accélération est, en général, assez compliquée. Toutefois, on en obtient une expression très simple lorsqu'on suppose que la bielle qui relie la tige du piston à la manivelle est assez longue pour qu'on puisse la considérer comme ayant une longueur infinie.

Dans ce cas, comme le montre la figure 193, les arcs BbB_1, $B'b'B'_1$

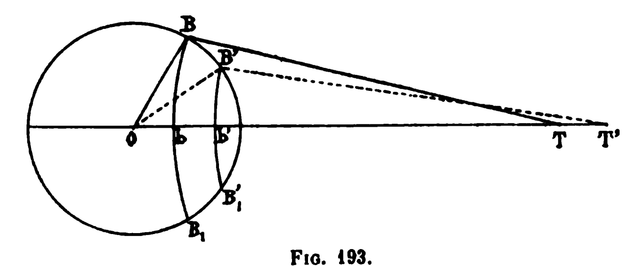
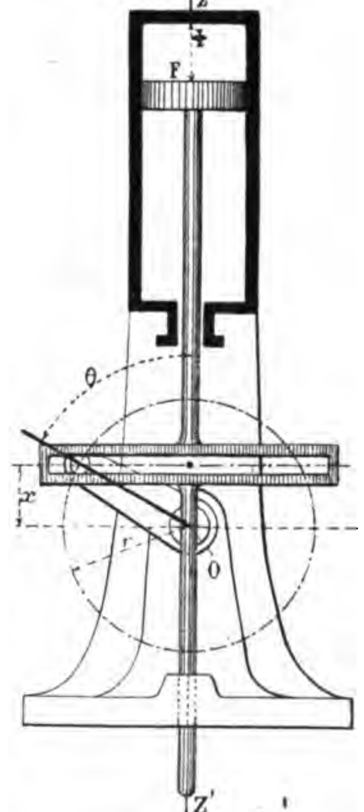


Fig. 193.

décrits des points T et T′ comme centres avec la longueur de la bielle pour rayon, peuvent être sensiblement confondus avec des normales à la direction rectiligne du mouvement du piston. Par suite, on peut considérer les points b et b' comme les projections sur cette direction du bouton de manivelle et le déplacemen TT′ du piston s'obtient en prenant les distances de ces projections.

Le dispositif adopté dans la figure 194 réalise matériellement ce cas d'une bielle infinie ; on voit, en effet, sur cette figure que le déplacement du piston est égal à la distance des projections sur la direction des mouvements du piston de l'extrémité de la manivelle.

Désignons par θ l'angle variable entre la ligne fixe OZ et le rayon r de la manivelle. La distance x qui, à un instant



(Dalby. The Balancing of Engines p.55)

Fig. 194.

donné, sépare l'extrémité de la tige du piston du centre O est, en fonction de l'angle θ,

$$(18) \qquad x = r \cos \theta;$$

d'où, en différentiant deux fois par rapport à t et en appelant

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}$$

la vitesse angulaire constante de rotation de la manivelle, on trouve pour la vitesse et l'accélération du mouvement recligne du piston

$$(19) \qquad v = \frac{dx}{dt} = -r\omega \sin \theta.$$

On trouve donc, pour l'accélération γ, l'expression

$$(20) \qquad \gamma = \frac{d^2x}{dt^2} = -r\omega^2 \cos \theta.$$

3. Force fictive d'inertie du mouvement du piston. — L'accélération γ du mouvement du piston étant dirigée à chaque instant suivant la ligne ZZ', la force d'inertie correspondante a pour expression

$$(21) \qquad \Phi = -M\gamma,$$

M étant la masse totale des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif.

Cette force fictive d'inertie est, comme nous l'avons déjà indiqué, dirigée à chaque instant suivant la ligne ZZ' mais en sens inverse de γ.

Dans le cas actuel, cette force fictive d'inertie a pour expression

$$(22) \qquad \Phi = M\omega^2 r \cos \theta.$$

4. Force d'inertie alternative. — Nous donnerons à cette force d'inertie le nom de *force d'inertie alternative* pour bien montrer son origine et la distinguer de la force centrifuge, cette autre force d'inertie que nous allons à avoir à considérer en même temps.

5. Ramener le problème de l'équilibrage des forces d'inertie alternatives dues aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif à celui de l'équilibrage des forces centrifuges dues aux masses animées d'un mouvement de rotation. — Nous allons maintenant montrer comment on peut ramener le problème de l'équilibrage des forces d'inertie alternatives dues aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif à celui de l'équilibrage des forces centrifuges dues aux masses animées d'un mouvement de rotation.

Supposons qu'une masse M, égale à la somme des masses des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif, soit concentrée en un point qui coïncide avec le centre du bouton de manivelle de la machine précédente. Cette masse, en tournant autour de l'arbre, donne naissance à une force centrifuge qui a pour valeur

$$M\omega^2 r,$$

r désignant la longueur du rayon de la manivelle. La projection sur la direction OZ de cette force centrifuge a pour expression

$$M\omega^2 r \cos \theta.$$

Comme on le voit, *cette composante suivant* OZ *est égale en grandeur et en direction à la force d'inertie* Φ *due aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif et donnée par l'équation* (22).

Ce rapprochement va nous conduire à la méthode permettant d'équilibrer les forces d'inertie alternatives dues aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif.

Considérons pour un cylindre la masse M des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif. Imaginons que cette masse M soit concentrée à l'extrémité du rayon r de la manivelle; cette masse M, en tournant autour de l'axe projeté en O, donne naissance à une force centrifuge dirigée de O vers M et qui a pour valeur

$$M\omega^2 r.$$

D'après ce que nous avons vu dans le paragraphe précédent, cette force peut être équilibrée en disposant une masse M_0 dont le centre de gravité est à une distance r_0 de l'axe de rotation et choisie de telle façon que la force centrifuge due à cette masse M_0 soit égale et directement opposée à la précédente. Il suffit pour cela que la masse M_0 soit disposée comme le montre la figure 195 et que l'on ait de plus

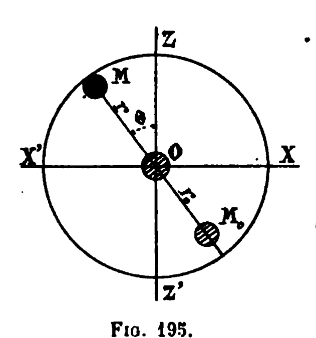


Fig. 195.

$$(23) \qquad Mr + M_0 r_0 = 0.$$

La masse M_0 étant ainsi choisie, projetons la force centrifuge qu'elle fait naître sur la direction invariable ZZ' de la course du piston. Cette projection est égale en vertu de la relation (23) à

$$- M\omega^2 r \cos\theta,$$

c'est-à-dire qu'elle est égale et opposée à la force d'inertie alternative due aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Cette force se trouve ainsi équilibrée, quelle que soit d'ailleurs l'instant auquel on étudie le mouvement. Ainsi, en disposant la masse M_0, comme nous venons de l'indiquer, nous équilibrons la force d'inertie alternative des masses à mouvement rectiligne alternatif.

Toutefois il convient de faire une remarque importante. Projetons sur une perpendiculaire à la direction de la course du piston la force centrifuge due à la masse M_0.

Cette projection a pour valeur

$$-M\omega^2 r \sin \theta.$$

La force centrifuge considérée ($-M\omega^2 r$) est la résultante de la composante ($-M\omega^2 r \cos \theta$) suivant ZZ' et de la composante ($-M\omega^2 r \sin \theta$) suivant XX'. La première composante sert à équilibrer les forces d'inertie alternatives dues aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Mais la deuxième composante ($-M\omega^2 r \sin \theta$) n'est nullement équilibrée. Si le cylindre de la machine est vertical comme le sont généralement les machines de navire, cette composante agissant dans le plan horizontal y donne naissance à une action qui varie périodiquement pendant la durée du mouvement. Si, au contraire, le cylindre de la machine est horizontal, comme cela a généralement lieu dans les locomotives, cette composante agit dans le plan vertical et y donne naissance à une action perturbatrice périodique se traduisant par une variation périodique (augmentation et diminution alternatives) de la charge sur les rails, qui peut être suffisante pour doubler à un instant donné la pression de la roue sur le rail et pour soulever presque complètement cette roue à un instant séparé du premier par le temps correspondant à une demi-révolution de la roue. Or cette variation de la pression sur le rail a des effets fâcheux pour la voie, pour les ponts et pour les bandages des roues de la locomotive ; aussi doit-on s'efforcer de la rendre aussi petite que possible. Toutefois, à ce point de vue, le problème de l'équilibrage des locomotives présente deux conditions contradictoires. Si on veut équilibrer *complètement* au moyen de forces centrifuges les forces d'inertie alternatives dues aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif, on n'a plus d'effets dus à ces forces d'inertie (effets qui se traduisent par une oscillation de la machine autour d'un axe vertical ou mouvement de lacet), mais on a une très grande variation de la pression sur les rails. Si, au contraire, on n'équilibre pas les forces d'inertie alternatives dues aux organes animés d'un mou-

vement rectiligne alternatif (les forces centrifuges dues aux masses animées d'un mouvement de rotation étant complètement équilibrées), on n'a pas de variation de la pression sur le rail, mais la machine prend un mouvement de lacet qui peut être dangereux à certaines vitesses. Aussi a-t-on soin de n'équilibrer qu'une partie des forces d'inertie alternatives dues aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif; par exemple, en Angleterre, on n'équilibre que les deux tiers de ces forces d'inertie.

La méthode d'équilibrage dont nous venons de donner le principe dans le cas où la machine n'est formée que d'un cylindre, s'applique de la même manière, au cas où la machine est à plusieurs cylindres. Il suffit, pour chacun de ces cylindres, de considérer la masse des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif, d'imaginer cette masse concentrée à l'extrémité de la manivelle, de manière que son centre de gravité coïncide avec le centre du bouton de manivelle, et d'équilibrer ces masses animées d'un mouvement de rotation par l'une ou l'autre des méthodes que nous avons indiquées dans le paragraphe précédent.

Rappelons que ces méthodes appartiennent à deux types :

1° Méthode dans laquelle chaque masse animée d'un mouvement de rotation est équilibrée par une masse dont le centre de gravité se trouve dans le même plan de rotation que le centre de gravité de la première. Nous venons de justifier cette méthode.

2° Méthode dans laquelle on équilibre à la fois toutes les masses animées d'un mouvement de rotation, au moyen de deux masses dont les centres de gravité sont contenus dans deux plans de révolution convenablement choisis, dont l'un est généralement l'un des plans de révolution des masses, et dont l'autre est soit quelconque, soit l'un de ces plans de rotation.

Pour obtenir l'équilibrage cherché, il suffit, pour un instant donné, de transporter parallèlement à elles-mêmes chacune

des forces centrifuges à équilibrer et équilibrantes, en un point de ce plan, et d'exprimer les conditions :

1° Pour que le polygone construit avec les forces centrifuges soit fermé ;

2° Pour que le polygone construit avec les axes des couples résultant du transport des forces centrifuges soit lui aussi fermé.

Les figures 196 et 197 montrent nettement que, si on considère par exemple le polygone fermé, construit avec toutes les forces centrifuges (forces d'équilibrage et forces à équilibrer), la projection de ce polygone sur la direction ZZ de la course du piston est nulle à un instant quelconque de la rotation du système. Or les projections sur cet axe des forces centrifuges à équilibrer sont égales, comme nous l'avons vu, aux forces d'inertie alternatives des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Par suite, comme à un instant quelconque du mouvement, la projection du polygone des forces sur l'axe ZZ est nulle, on peut dire que les forces d'inertie alternatives des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif sont équilibrées.

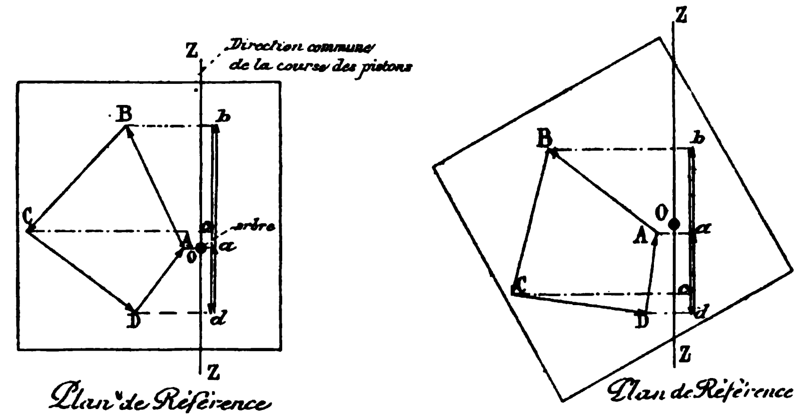


FIG. 196 et 197.

On verrait, comme précédemment, que ce mode d'équilibrage introduit des composantes non équilibrées qui sont les

projections, sur une axe perpendiculaire à la direction de la course du piston, des forces centrifuges dues aux deux masses d'équilibrage.

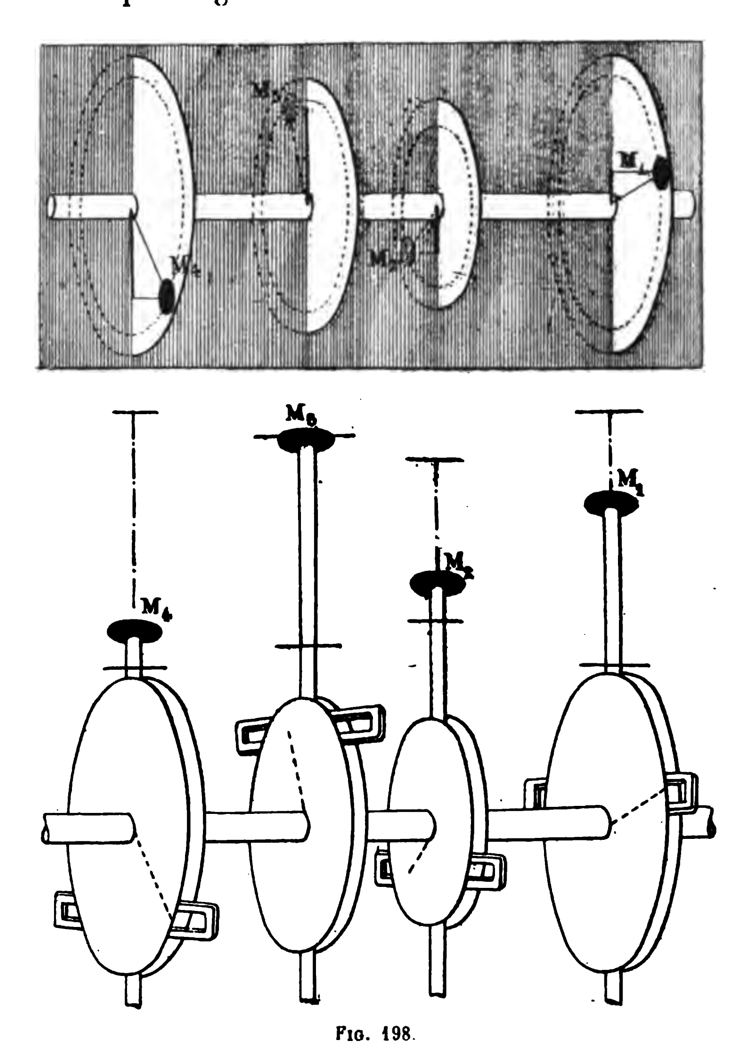


Fig. 198.

Enfin, la figure 198 nous montre schématiquement le mode d'équilibrage des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif, et nous indique que les composantes verticales sont seules équilibrées.

6. Comment on peut tenir compte de la longueur de la bielle. — Dans tout ce qui précède, nous avons supposé que la bielle avait une longueur infinie, ou que la liaison de la manivelle et de la tige du piston était établie comme l'indique la figure 194. Mais ce mode de liaison n'existe presque jamais dans les machines; l'extrémité de la tige du piston est reliée à la soie de la manivelle par une bielle de longueur finie. Dans ce cas, les déplacements des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif ne sont pas liées aux déplacements de la manivelle par une formule aussi simple que celle qui a été donnée plus haut. Pour le moment, nous supposerons la bielle assez longue, pour que la différence entre l'accélération des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif et l'accélération qu'elles prendraient si la bielle était infinie puisse être considérée comme négligeable. Nous tiendrons cependant compte, dans nos raisonnements, de la longueur de la bielle, en ce sens que nous tiendrons compte du mouvement de cette bielle, mouvement qui est rotatif pour les parties voisines de la soie de manivelle, et qui est alternatif pour les parties voisines de la tête de tige du piston.

En réalité, le mouvement de la bielle est très complexe, mais nous pouvons nous contenter de l'approximation suivante. Considérons le centre de gravité de la bielle, et divisons cette bielle en deux parties par un plan normal aux faces, et passant par le centre de gravité. Ce plan divise la bielle en deux parties, dont l'une est reliée à la soie de manivelle et l'autre à la tête de la tige du piston. Nous admettons que le poids de la partie reliée à la soie de manivelle s'y trouve concentrée, et, par suite, fait partie des masses animées d'un mouvement de rotation, tandis que le poids de la partie reliée à la tête de la tige se trouve concentrée en cette dernière et fait partie des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif.

Pour trouver le centre de gravité de la bielle, on la prend dans l'état où elle doit être placée sur la machine, et on la met en équilibre par tâtonnements sur l'arête d'un couteau.

Si on désigne par c la distance à l'arête du couteau du centre du bouton de manivelle, et par l la longueur de la bielle, on a, en appelant P le poids de la bielle :

Pour poids de la partie qui doit être comprise dans les masses animées dans un mouvement de rotation

$$p = P \frac{l - c}{l};$$

Pour poids de la partie qui doit être ajoutée aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif

$$P - p = P \frac{c}{l}.$$

Nous allons maintenant donner quelques exemples numériques pour bien montrer comment on peut appliquer les principes que nous venons de poser[1].

PREMIER EXEMPLE. — *Problème.* — Dans une machine à 4 cylindres, on donne.

1° La course commune des pistons;

1. Il est intéressant de se rendre compte quelle est, pour un moteur d'automobile, la valeur maxima de la force d'inertie alternative que l'on doit équilibrer. Cette valeur maxima est, quand on suppose la bielle infinie, égale à la force centrifuge développée par la masse supposée transportée à l'extrémité du rayon de manivelle, des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif. Ces organes sont : d'une part, le piston et, d'autre part, la partie de la bielle que l'on peut considérer comme animée du même mouvement rectiligne que le piston.

Supposons que le poids du piston et de cette partie de la bielle $\left(\frac{2}{3}\right.$ de la longueur), soit de $1^{kg},800$, et admettons que le moteur tourne à 1.000 tours, la course du piston étant 12 centimètres. La vitesse du piston par seconde est :

$$V = 2\pi \frac{C}{2} \times N = 2 \times 3,1416 \times 0^m,06 \times 16,7 = 6^m,30$$

La vitesse angulaire

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{6^m,30}{0,06} = 105.$$

La force centrifuge engendrée par le poids de $1^{kg},800$ concentré à l'extrémité du rayon de manivelle a pour expression

$$\Phi = M\omega^2 \frac{C}{2} = \frac{1,800}{9,81} (105)^2 \, 0,06 = 123 \text{ kilogrammes.}$$

On voit ainsi que la force d'inertie alternative est loin d'être négligeable dans un moteur d'automobile.

2° Les distances des axes des cylindres entre eux;

3° Les poids des masses correspondant aux trois premiers cylindres qui sont animées d'un mouvement rectiligne alternatif.

On demande : 1° de déterminer les angles des manivelles;

2° De fixer, pour le quatrième cylindre, le poids des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif qui soit tel que toutes les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif soient équilibrées entre elles.

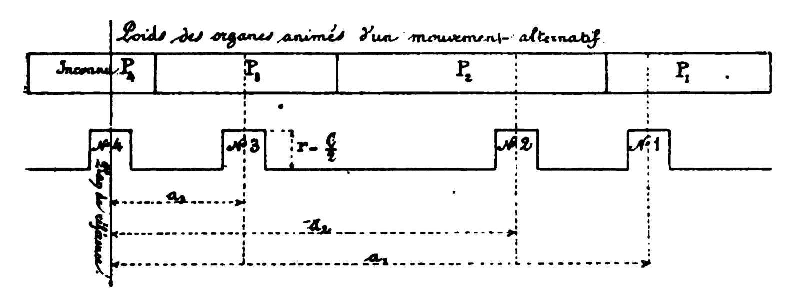


FIG. 199.

La figure 199 indique quelles sont les données, c'est-à-dire :

Le rayon de manivelle r en mètres;

Les distances a_3, a_2, — a_3, a_1, — a_2, des axes des cylindres;

Les poids en kilogrammes P_1, P_2, P_3, des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif.

Supposons que les poids P_1, P_2, P_3, et le poids inconnu P_4, soient transportés aux extrémités des rayons de manivelle correspondants et proposons-nous d'équilibrer ces masses animées d'un mouvement de rotation autour de l'arbre.

Prenons pour plan de référence le plan qui passe par l'axe du quatrième cylindre et transportons en un point de ce plan toutes les forces centrifuges dues à la rotation des masses

$$\frac{P_1}{g} = M_1, \quad \frac{P_2}{g} = M_2, \quad \frac{P_3}{g} = M_3.$$

Les axes des couples que l'on fait naître par ce transport ont

pour valeurs, en désignant par ω la vitesse angulaire de rotation de l'arbre,

$$M_1\omega^2r \times a_1 = \frac{P_1}{g}\omega^2r \times a_1,$$
$$M_2\omega^2r \times a_2 = \frac{P_2}{g}\omega^2r \times a_2,$$
$$M_3\omega^2r \times a_3 = \frac{P_3}{g}\omega^2r \times a_3.$$

Supposons que ces axes soient tracés dans le plan de référence parallèlement aux rayons de manivelle correspondants. Si les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif sont équilibrées par rapport aux forces d'inertie alternatives, les trois axes des couples doivent former un triangle.

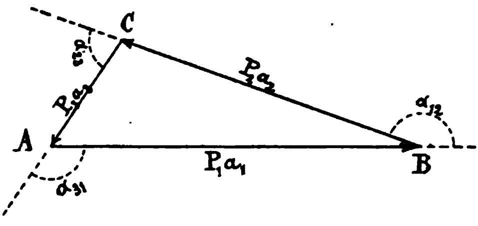


Fig. 200.

Nous sommes donc ainsi ramenés à construire un triangle dont on connaît les trois côtés proportionnels à P_1a_1, P_2a_2, et P_3a_3.

Soit CAB un tel triangle (*fig.* 200). Puisque les côtés de ce triangle nous représentent les axes des couples tracés dans le plan de référence parallèlement aux rayons de manivelle correspondants, les directions des côtés nous donnent les directions des manivelles n° 1, n° 2, n° 3, dont les angles sont représentés par les angles extérieurs α_{12}, α_{23}, α_{31} comptés dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. On a ainsi déjà les directions de trois des manivelles.

D'autre part, les forces centrifuges dues aux masses M_1, M_2, M_3, M_4, $= \frac{P_4}{g}$ (inconnue), sont, dans le plan de référence, des forces concourantes qui se font équilibre. Ces forces ont d'ailleurs pour expressions :

$$M_1\omega^2r = \frac{P_1}{g}\omega^2r \qquad M_3\omega^2r = \frac{P_3}{g}\omega^2r,$$
$$M_2\omega^2r = \frac{P_2}{g}\omega^2r \qquad M_4\omega^2r = \frac{P_4}{g}\omega^2r.$$

Elles sont proportionnelles à P_1, P_2, P_3, P_4, et parallèles aux rayons de manivelle correspondants. Or nous connaissons les directions de trois de ces rayons, directions données par les côtés AB, BC, CA du triangle de la figure 200. Traçons des parallèles à ces directions et prenons sur chacune d'elles, dans le sens de la direction de la manivelle (c'est-à-dire à partir de l'axe de rotation) trois longueurs *ab*, *bc*, *cd* qui représentent les poids P_1, P_2, P_3. Le vecteur *da* (*fig.* 201), qui ferme ce polygone nous donne :

1° La direction de la quatrième manivelle ;

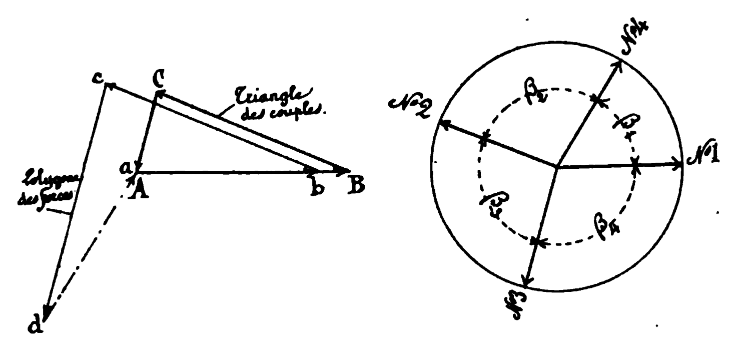


Fig. 201.

2° La grandeur de P_4, c'est-à-dire le poids des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif que l'on doit faire correspondre à la manivelle n° 4, pour que toutes les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif s'équilibrent d'elles-mêmes.

Le problème posé est ainsi complètement résolu.

Deuxième exemple. — *Équilibrage d'une locomotive à deux cylindres au moyen de deux contrepoids placés entre les rais des roues motrices.* — Nous allons maintenant montrer comme application des principes précédents, le mode d'équilibrage d'une locomotive à deux cylindres.

Prenons comme exemple le cas d'une locomotive à deux cylindres du Lancashire and Yorkshire Railway.

1° *Organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif.* —

Dans cette locomotive, les cylindres ont 0m,45 de diamètre et 0m,65 de course.

Les poids des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif sont les suivants :

1 piston — 0,45 de diamètre	73kg,00
2 segments de piston	6 ,5
1 tige de piston et 1 tête de crosse	75 ,5
1 boulon	3 ,00
1 goupille de tête de crosse	8 ,75
2 glissières	33 ,00
	199kg,75

La bielle pèse 222 kilogrammes; elle est divisée en une partie qui s'ajoute au poids des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif et une partie qui s'ajoute au poids des organes animés d'un mouvement de rotation autour de l'axe. Le centre de gravité est à 0,659 de la longueur à partir de la petite extrémité. Par suite, un poids de

$$0,659 \times 222 = 146,25 \text{ kilogrammes.}$$

doit être ajouté au poids des organes animés d'un mouvement de rotation et le reste, c'est-à-dire 75kg,75 doit être ajouté aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif,

On a donc finalement pour valeurs de ces masses :

Poids des organes entraînés par la bielle et qui sont animés d'un mouvement rectiligne alternatif	199kg,7
Proportion du poids de la bielle à ajouter au poids des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif	75 ,75
Poids total *par cylindre* des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif	275kg,45

2° *Poids correspondants des parties de l'essieu coudé animées d'un mouvement de rotation.*

2 bras de manivelle (pour une seule manivelle)	148kg,00
1 soie de manivelle	28 ,00
Partie du poids de la bielle à ajouter aux organes animés d'un mouvement de rotation	146 ,25

Mais il faut remarquer que les poids des masses qui doivent être concentrées à l'extrémité de la manivelle, c'est-à-dire à une distance de $0^{m},325$ de l'axe de rotation, sont :

	Placés à une distance de $0^{m},325$ de l'axe
2 bras de manivelle	$74^{kg},00$
1 soie de manivelle	28 ,00
partie de bielle	146 ,25
Poids total, par soie de manivelle, des organes animés d'un mouvement de rotation	$248^{kg},25$

Nous n'étudierons ici que le cas où les deux cylindres de la locomotive sont intérieurs aux longerons.

Cas où les deux cylindres de la locomotive sont intérieurs aux longerons. — Données :

Course	$0^{m},65$
Distance entre les axes des 2 cylindres	0 ,575
Poids par bouton de manivelle des organes non équilibrés qui sont animés d'un mouvement de rotation, ce poids étant placé à une distance de $0^{m},325$ de l'axe de rotation	$248^{kg},25$
Poids par cylindre des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif, ce poids étant placé à l'extrémité du rayon de manivelle	275 ,45
Partie à équilibrer du poids des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif	2/3
Angle des deux manivelles	90
Distance entre les plans de symétrie des roues	$1^{m},475$

Le problème consiste, en partant de ces données, *à trouver deux contrepoids dont les centres de gravité, placés dans les plans de symétrie des roues, soient susceptibles d'équilibrer toutes les masses animées d'un mouvement de rotation et les $\frac{2}{3}$ seulement des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif.*

Le poids des organes à équilibrer est d'après cela :

Masses animées d'un mouvement de rotation	$248^{kg},25$
2/3 des masses animées d'un mouvement alternatif	183 ,65
Total, par bouton de manivelle, des masses à équilibrer	$431^{kg},90$

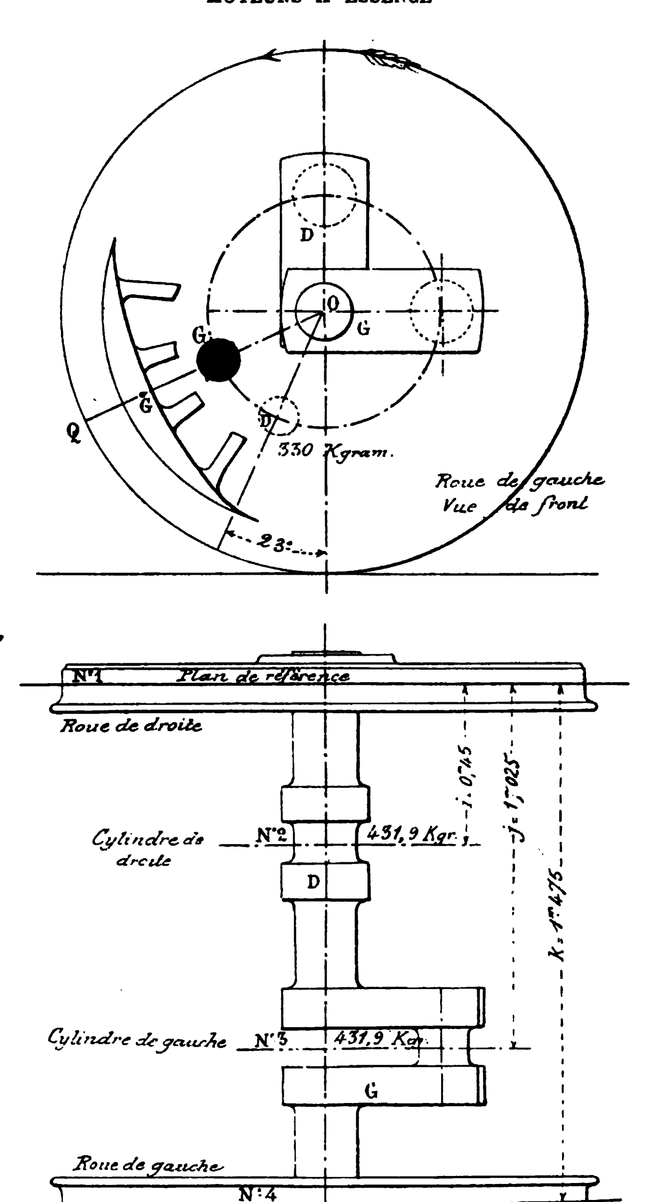

D
O
G
G
G
D
Q
330 Kgram.
Roue de gauche
Vue de front
23°
N°1
Plan de référence
Roue de droite
i: 0,745
j: 1,025
k: 1,475
Cylindre de droite
N°2
431,9 Kgr.
D
Cylindre de gauche
N°3
431,9 Kgr.
G
Roue de gauche
N°4

FIG. 202.

Prenons pour plan de référence le plan de symétrie de la roue que nous avons désignée sous le nom de *roue de droite*. Si nous transportons parallèlement à elles-mêmes, en un point de ce plan les forces centrifuges, nous faisons naître des couples dont les axes ont pour grandeur d'après la figure 202,

$$\text{Cylindre de droite N° 2 : } \frac{431{,}9}{g}\omega^2 \times 0{,}325 \times 0{,}45$$

$$\text{Cylindre de gauche N° 3 : } \frac{431{,}9}{g}\omega^2 \times 0{,}325 \times 1{,}025.$$

D'ailleurs dans le plan de référence choisi, ces axes sont parallèles aux rayons de manivelle comptés à partir de l'axe de rotation.

Traçons donc une longueur AB (*fig.* 203) parallèle au rayon de la manivelle du cylindre de gauche et dont la longueur représente le produit 431,9 × 1,025; puis normalement à AB, une longueur BC, parallèle au rayon de manivelle du cylindre de droite et dont la longueur représente le produit 431,9 × 0,45. La droite CA, qui ferme ce triangle et en est l'hypothénuse, nous donne la masse d'équilibrage dont le centre de gravité est placé dans le plan de symétrie de la roue de gauche, c'est-à-dire dans le plan noté n° 4 sur la figure 202. En effet, la longueur CA nous représente le produit de cette masse d'équilibrage par 1,475; et, d'autre part, la direction CA est parallèle à la direction de la ligne qui joint un point de l'axe de rotation au centre de gravité de cette masse. Le poids de cette masse est de 330 kilogrammes et son centre de gravité est à une distance de l'axe de rotation égale à la longueur du rayon de la manivelle. Cette masse est représentée en noir sur la figure 202.

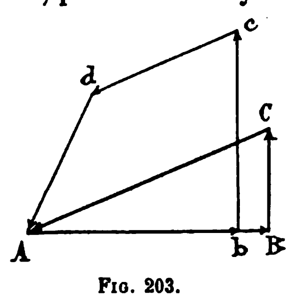


FIG. 203.

D'autre part, dans le plan de référence choisi, les forces centrifuges doivent se faire équilibre. Or les forces centrifuges

à équilibrer ont pour expression

Cylindre de droite N° 2..............	$\frac{431,9}{g}\omega^2 \times 0,325$
Cylindre de gauche N° 3..............	$\frac{431,9}{g}\omega^2 \times 0,325$
Masse d'équilibrage dont le centre de gravité est dans le plan N° 4.......	$\frac{330}{g}\omega^2 \times 0,325$

Sur une direction parallèle au rayon de la manivelle de gauche, nous portons une longueur A*b* qui représente 431,9 (*fig.* 203); sur une direction parallèle au rayon de la manivelle de droite nous portons une longueur *bc* qui représente 431,9; sur une direction parallèle à CA, nous portons une longueur *cd* qui représente 330. La longueur *d*A, qui ferme le polygone, représente la grandeur du poids d'équilibrage à placer dans le plan de référence, et la direction *d*A est parallèle à la droite qui joint un point de l'axe au centre de gravité de cette masse d'équilibrage. On trouve qu'une telle masse a un poids de 330 kilogrammes, c'est-à-dire qu'elle est égale à l'autre masse d'équilibrage.

Mais il n'est pas commode de disposer ces masses comme nous l'avons d'abord indiqué sur la figure 20. Il est préférable de les placer à la jante et de leur donner une forme de croissant comme l'indique la figure 202, le centre de gravité G étant toujours sur le même rayon de la roue que le centre de gravité de la masse figurée en noir sur cette figure.

Mais pour que la réaction centrifuge garde la même valeur, il faut que l'on ait la relation

$$330 \times 0,325 = P_0 \times R,$$

R étant la distance à l'axe du centre de gravité du poids P_0.

Si, par exemple, on prend $R = 0^m,90$, le P_0 doit être égal à 119,2 kilogrammes.

§ 4. — ÉQUILIBRAGE DES MASSES ANIMÉES D'UN MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF. — CAS OU LA BIELLE A UNE LONGUEUR FINIE.

Quand le rapport entre la longueur de la bielle et le rayon de la manivelle est petit, la différence entre le mouvement vrai du piston et le mouvement qu'il prendrait si la bielle était infiniment longue est souvent assez grande pour introduire une erreur considérable dans les procédés d'équilibrage fondés sur l'hypothèse d'une bielle infiniment longue. Nous nous proposons, dans ce paragraphe, de montrer comment on peut, *en tenant compte de la longueur finie de la bielle*, équilibrer les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif; nous allons faire voir comment on peut résoudre ce problème sans ajouter de masses d'équilibrage, en disposant convenablement les divers organes de la machine, c'est-à-dire en réglant les directions des rayons de manivelle et les masses des parties animées d'un mouvement rectiligne alternatif.

1. Expression analytique de l'accélération des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. — Soit θ l'angle variable que fait avec une ligne fixe OZ (cette ligne fixe est, par exemple, l'axe d'un cylindre de la machine) une ligne OX_1 tracée dans le plan décrit par le rayon de manivelle OP. Soit α l'angle constant entre la direction du rayon OP et la direction OX_1; φ, l'angle entre la ligne OZ et la bielle; r, le rayon de manivelle; l, la longueur de la bielle (*fig.* 204).

La distance x de la tête de crosse B à l'origine O a pour expression :

$$x = \text{BA} - \text{OA} = l \cos \varphi - r \cos [\pi - (\theta + \alpha)] = r \cos (\theta + \alpha) + l \cos \varphi.$$

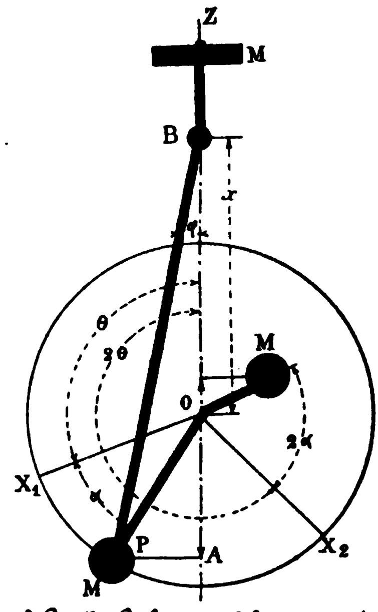
Mais on a les égalités

$$r \sin (\theta + \alpha) = l \sin \varphi$$
$$\sin \varphi = \frac{r}{l} \sin (\theta + \alpha).$$

et par suite

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \left[1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 (\theta + \alpha)\right]^{\frac{1}{2}}.$$

En développant par la formule du binôme de Newton et



(Dalby. The Balancing of Engine. p 125.)

Fig. 204.

négligeant tous les termes à partir du second, on trouve les relations suivantes

$$\cos \varphi = 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2} \sin^2 (\theta + \alpha)$$

$$\cos \varphi = 1 - \frac{1}{4} \frac{r^2}{l^2} \left[1 - \cos 2 (\theta + \alpha)\right].$$

On en déduit pour x la valeur

$$x = r \cos (\theta + \alpha) + \frac{r^2}{4l} \cos 2 \; (\theta + \alpha) + \left(l - \frac{r^2}{4l}\right).$$

En prenant deux fois la dérivée par rapport au temps, on obtient les relations

$$\frac{dx}{dt} = - r \sin (\theta + \alpha) \frac{d\theta}{dt} - \frac{2r^2}{4l} \sin 2 (\theta + \alpha) \frac{d\theta}{dt}$$
$$\frac{d^2x}{dt^2} = - r \cos (\theta + \alpha) \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 - \frac{4r^2}{4l} \cos 2 (\theta + \alpha) \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2.$$

Si on prend $\omega = \frac{d\theta}{dt}$, l'accélération du point B est donnée par la formule

$$\frac{d^2x}{dt^2} = - r\omega^2 \cos (\theta + \alpha) - \frac{r^2}{l} \omega^2 \cos 2 (\theta + \alpha).$$

Désignons par M la masse des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif dans la direction de la course du piston. La force accélératrice qui agit sur cette masse M a pour expression

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = - M\omega^2 r \cos (\theta + \alpha) - M\omega^2 \frac{r^2}{l} \cos 2 (\theta + \alpha),$$

et la *force d'inertie alternative* produite par le mouvement de ces organes est représentée par l'égalité :

$$\Phi = - M \frac{d^2x}{dt^2} = M\omega^2 r \cos (\theta + \alpha) + M\omega^2 \frac{r^2}{l} \cos 2 (\theta + \alpha). \tag{24}$$

2. Interprétation graphique de la formule qui donne la valeur Φ à chaque instant. — Le premier terme de l'expression précédente

$$\Phi_1 = M\omega^2 r \cos (\theta + \alpha), \tag{25}$$

représente la force d'inertie alternative due aux organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif lorsque la bielle est supposée infiniment longue.

Avec M. Dalby[1], auquel nous empruntons toute cette théo-

1. W.-E. Dalby, *The Balancing of Engines* (London, Edward Arnold, 1902).

rie de l'équilibrage des machines, nous donnerons à la force Φ le nom de *force d'inertie alternative du premier ordre.*

Le second terme de l'expression (24) peut s'écrire

$$\Phi_2 = M(2\omega)^2 \left(\frac{r^2}{4l}\right) \cos 2(\theta + \alpha). \tag{26}$$

Posons

$$\omega' = 2\omega, \qquad r' = \frac{r^2}{4l}, \qquad 2(\theta + \alpha) = \theta' + \alpha'.$$

ce terme prend la forme

$$\Phi_2 = M\omega'^2 r' \cos(\theta' + \alpha') \tag{26 bis}$$

On voit que ce terme est de même forme que Φ_1 et peut s'interpréter d'une manière analogue.

A l'extrémité d'un rayon de manivelle de longueur $r' = \frac{r^2}{4l}$, supposons concentrée une masse M; imaginons que le rayon de manivelle considéré fasse à chaque instant, dans la direction du mouvement, avec la ligne OZ un angle double de l'angle fait à cet instant avec cette même ligne par le rayon de la manivelle véritable. Supposons enfin que ce rayon de manivelle tourne avec une vitesse deux fois plus grande que le rayon de la manivelle véritable, la projection sur l'axe OZ de la force centrifuge due à cette masse M est égale à Φ_2.

Nous donnerons au terme de correction Φ_2 le nom de *force d'inertie alternative du second ordre.*

On voit donc que, si l'on considère la *force d'inertie* alternative (non équilibrée) due à la masse M animée d'un mouvement rectiligne alternatif, on peut décomposer en deux parties cette force d'inertie :

1° La *force d'inertie alternative de premier ordre,* qui est simplement la projection, sur la direction de la course du piston de la force centrifuge due à une masse égale à celle des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif que l'on suppose concentrée au bouton de manivelle.

2° La *force d'inertie alternative de second ordre*, qui est la projection, sur la direction de la course du piston, de la force centrifuge due à une masse égale à celle des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif, masse que l'on suppose

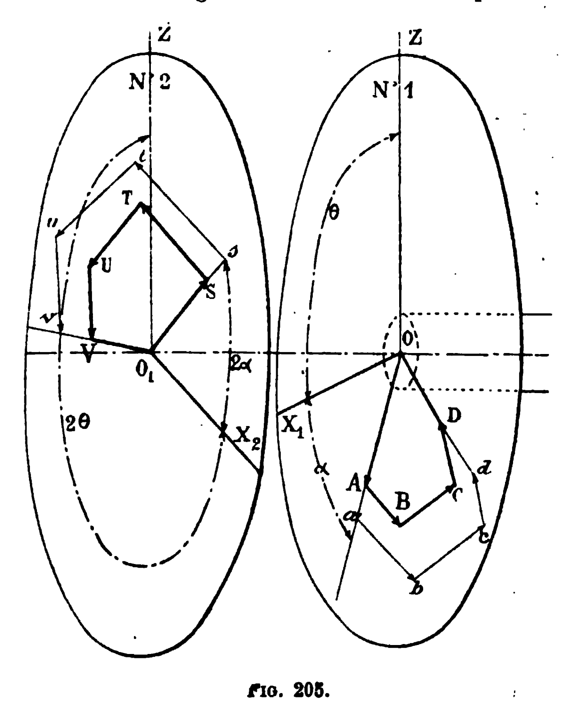


Fig. 205.

concentrée à l'extrémité d'un rayon fictif de manivelle égale à $\frac{r}{4l}$ fois le rayon vrai, et tournant dans le même plan que celui-ci avec une vitesse deux fois plus grande.

Ceci posé remplaçons les forces d'inertie alternatives du premier ordre et du second ordre par les forces centrifuges dont elles sont la projection sur la direction de la course du piston. En d'autres termes, supposons que la masse M des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif soit concentrée d'une part, à l'extrémité du rayon de la manivelle réelle et, d'autre part, à l'extrémité de la manivelle fictive et

considérons les forces centrifuges que ces masses font naître.

Prenons, d'un autre côté, sur l'axe de rotation un point O et un plan de référence normal à l'axe passant par ce point. Transportons parallèlement à elles-mêmes en ce point les forces centrifuges que nous venons de définir et qui se projettent sur la direction de la course du piston suivant les forces d'inertie alternatives du premier et du second ordre. Ce transport fait naître deux couples.

Après ce transport, l'axe de rotation est soumis aux actions suivantes :

1° *Force centrifuge due à la masse M supposée concentrée à l'extrémité r du rayon de manivelle et dont la vitesse angulaire de rotation est égale à* ω.

a) Une force $M\omega^2 r$ égale et parallèle à la force centrifuge due à la masse M et qui est représentée en O*a* sur la figure 205.

b) Un couple dont l'axe a pour longueur $M\omega^2 ra$ et qui est représenté en OA sur la figure 205.

2° *Force centrifuge due à la masse M supposée concentrée à l'extrémité du rayon de manivelle fictif de longueur* $\frac{r^2}{4l}$ *tournant avec la vitesse angulaire de rotation* 2ω.

c) Une force $\frac{M\omega^2 r^2}{l}$ égale et parallèle à la force centrifuge due à la masse M et représentée en O *s* sur un plan de référence qui coïncide avec le premier, mais que, pour la clarté de la figure, on a représenté à part (*fig*. 205);

d) Un couple dont l'axe a pour grandeur $\frac{M\omega^2 r^2}{l} a$, qui est représenté en O_1S sur la figure 205.

3. Cas où il y a sur un même arbre plusieurs manivelles ayant le même rayon. — Quand il y a sur un même arbre plusieurs manivelles ayant le même rayon, on effectue pour les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif et correspondant à chaque manivelle les transformations que nous venons d'indiquer. On considère pour chacune

de ces masses la force d'inertie alternative du premier ordre et la force d'inertie alternative du second ordre. On substitue à ces forces d'inertie les forges centrifuges dont elles sont les projections sur la direction de la course du piston. On transporte ces forces centrifuges parallèlement à elles-mêmes en un point O de l'axe de rotation et on considère dans le plan de référence passant par ce point les axes des couples auxquels on donne naissance par ce transport. On compose alors les forces centrifuges substituées aux forces d'inertie alternatives et les axes des couples.

On obtient ainsi

m) Une force centrifuge résultante du 1er ordre;
n) — — — du 2e ordre;
p) Un couple résultant de force centrifuge du 1er ordre ;
q) — — — — du 2e ordre.

Les projections de ces résultantes sur la direction de la course du piston donnent

r) La force d'inertie alternative résultante du 1er ordre ;
s) — — — du 2e ordre ;
t) Le couple de forces d'inertie alternatives résultant du 1er ordre ;
u) — — — — — du 2e ordre.

Si, par exemple, il y a 4 manivelles sur l'axe,

α) Les forces centrifuges du 1er ordre sont représentées par les vecteurs O*a*, *ab*, *bc*, *cd* et la force centrifuge résultante, par le vecteur O*d* (*fig*. 205) ;

β) Les forces centrifuges du 2e ordre, par les vecteurs O_1s, *st*, *tu*, *uv* et la force centrifuge résultante par le vecteur O_1v (*fig*. 205) ;

γ) Les axes des couples centrifuges du 1er ordre, par les vecteurs OA, AB, BC, CD et l'axe du couple résultant par le vecteur OD (*fig*. 205) ;

δ) Les axes des couples centrifuges du 2e ordre, par les vecteurs O_1S, ST, TU, UV et l'axe du couple résultant par le vecteur O_1V (*fig*. 205).

Or, pour que ces forces centrifuges se fassent équilibre, il est nécessaire et suffisant :

1° Que la résultante Od des forces centrifuges du 1er ordre soit nulle ;

2° Que l'axe OD du couple centrifuge résultant du 1er ordre soit nul ;

3° Que la résultante O_1v des forces centrifuges du 2e ordre soit nulle ;

4° Que l'axe O_1V du couple centrifuge résultant du 2e ordre soit nul.

En d'autres termes, les conditions nécessaires et suffisantes pour que les forces centrifuges considérées se fassent équilibre sont que les lignes brisées

$$Oabc, \ OABC, \ O_1stu, \ O_1STU$$

forment des polygones fermés (*fig.* 206).

En écrivant ces conditions, nous sommes certains d'exprimer que *les forces d'inertie alternatives dues aux organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif se font équilibre.*

En effet, quelles que soient, dans le plan de référence, les positions des polygones précédents, leur projection sur une droite tracée dans ce plan parallèlement à la direction commune des courses des pistons est toujours nulle. Or une telle projection représente, suivant le polygone choisi, soit la résultante des forces d'inertie alternatives du premier ou du second ordre ; soit le couple résultant des couples d'inertie alternatifs du premier ou du second ordre.

Voici dès lors comment se pose le problème dont nous allons, dans ce paragraphe, développer diverses solutions.

Étant donnée une machine à plusieurs manivelles, est-il possible d'équilibrer les forces d'inertie alternatives en choisissant des poids convenables pour les organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif et en distribuant convenablement les manivelles autour de l'axe?

Dans les cas où un tel problème peut être résolu, *on dit*

que l'on équilibre par elles-mêmes, sans addition de masses complémentaires, les forces d'inertie alternatives.

On voit en quoi ce problème diffère de celui qui vient d'être traité dans le paragraphe précédent. Si on suppose la bielle infiniment longue, les méthodes exposées au paragraphe précédent permettent, en employant des masses additionnelles ou, comme on dit, des contrepoids convenablement choisis, d'équi-

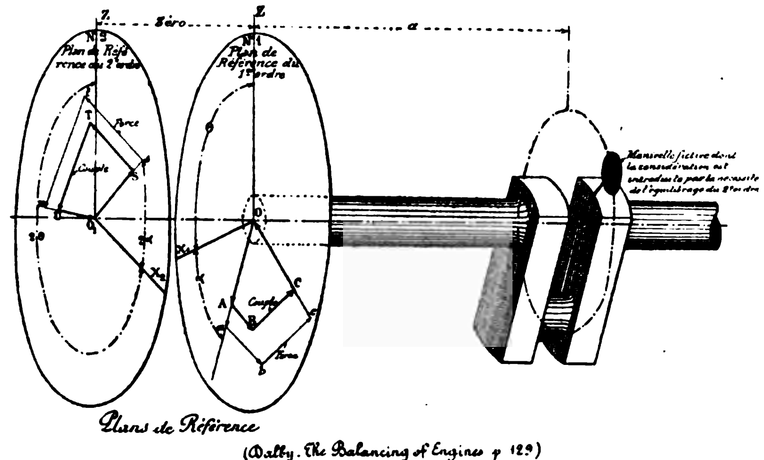


Fig. 206.

librer les forces d'inertie alternatives. Cet équilibrage d'ailleurs n'est qu'approximatif, puisqu'on suppose négligeables les forces d'inertie du second ordre. Les méthodes de détermination des contrepoids dont nous avons parlé plus haut ne permettent donc d'équilibrer que les forces d'inertie alternatives du premier ordre. Dans le paragraphe actuel, nous nous proposons de rechercher dans quelle mesure on peut, sans l'addition de contrepoids, équilibrer complètement les forces d'inertie alternatives.

Remarque. — Dans tout ce qui va suivre nous allons parler à peu près uniquement de l'équilibrage des forces d'inertie alternatives parce que leur équilibrage est le plus important à obtenir. Mais il convient de remarquer que la même méthode

permet de rechercher l'équilibrage par elles-mêmes des masses animées d'un mouvement de rotation, c'est-à-dire des manivelles et des parties de bielle dont le mouvement peut être considéré comme participant au mouvement de rotation du bouton de manivelle.

Il nous reste donc à exprimer les conditions pour que les masses des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif s'équilibrent d'elles-mêmes.

4. Conditions pour que les masses des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif s'équilibrent d'elles-mêmes. — Rappelons que ces conditions sont les suivantes :

1° *Le polygone des forces centrifuges du 1er ordre doit être fermé;*

2° *Le polygone des axes des couples centrifuges du 1er ordre doit être fermé.*

Ces deux conditions constituent ce que nous appellerons avec M. Dalby *l'équilibrage du 1er ordre* (*Primary Balancing*) ;

3° *Le polygone des forces centrifuges du 2e ordre doit être fermé;*

4° *Le polygone des axes des couples centrifuges du 2e ordre doit être fermé.*

Nous désignerons ces conditions sous le nom d'*équilibrage du 2e ordre* (*Secondary Balancing*)[1].

5. Conditions analytiques qui expriment l'équilibrage des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. — Les divers polygones que nous venons d'énumérer sont tous tracés dans le plan de référence qui a été choisi. *Pour qu'ils soient fermés, il est nécessaire et suffisant que leurs projections sur deux axes rectangulaires tracés dans ce plan de référence soient égales à zéro.*

Supposons, ce qui a lieu en général, que les axes de tous les cylindres de la machine soient dans un même plan vertical qui contient la direction commune des courses des pistons. Ce plan coupe le plan de référence suivant une droite parallèle à

1. W.-E. Dalby, *The Balancing of Engines*, p. 124.

cette direction commune de la course des pistons. Prenons cette droite comme axe OX et la droite qui lui est perpendiculaire dans le plan de référence comme axe OY. D'après ce que nous avons dit plus haut si, à un instant donné, β est l'angle que fait une manivelle avec OX, 2β est l'angle que fait avec OX la manivelle fictive correspondant à la manivelle réelle et dont l'introduction est nécessitée par la présence du terme correctif résultant de la longueur finie de la bielle. Il en est de même des côtés des polygones d'équilibrage de 1er ordre et d'équilibrage de 2e ordre que nous venons de considérer.

Soient pour les grandeurs et les angles avec OX des forces centrifuges de 1er ordre les valeurs

$$
\begin{array}{l}
M_1\omega^2 r \; \ldots\ldots \; \beta_1 \\
M_2\omega^2 r \; \ldots\ldots \; \beta_2 \\
M_3\omega^2 r \; \ldots\ldots \; \beta_3 \\
\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots
\end{array}
$$

en supposant que *les manivelles aient toutes le même rayon.*

Les grandeurs et les angles avec OX des forces centrifuges de 2e ordre ont pour valeurs

$$
\begin{array}{l}
\dfrac{M_1\omega^2 r^2}{l} \; \ldots\ldots \; 2\beta_1 \\
\dfrac{M_2\omega^2 r^2}{l} \; \ldots\ldots \; 2\beta_2 \\
\dfrac{M_3\omega^2 r^2}{l} \; \ldots\ldots \; 2\beta_3 \\
\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots
\end{array}
$$

en supposant que *les bielles aient toutes la même longueur.*

Les axes des couples centrifuges de 1er ordre ont pour grandeurs et pour angles avec OX,

$$
\begin{array}{l}
M_1 a_1 \omega^2 r \; \ldots\ldots \; \beta_1 \\
M_2 a_2 \omega^2 r \; \ldots\ldots \; \beta_2 \\
M_3 a_3 \omega^2 r \; \ldots\ldots \; \beta_3 \\
\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots
\end{array}
$$

Les grandeurs et les angles avec OX des axes des couples cen-

trifuges du 2ᵉ ordre sont

$$\frac{M_1\omega^2r^2}{l}a_1 \text{ ..... } 2\beta_1$$
$$\frac{M_2\omega^2r^2}{l}a_2 \text{ ..... } 2\beta_2$$
$$\frac{M_3\omega^2r^2}{l}a_3 \text{ ..... } 2\beta_3$$
....

Les sommes des projections sur les axes OX et OY des côtés des quatre polygones dont nous avons parlé plus haut sont les suivantes :

Polygone des forces centrifuges du 1ᵉʳ ordre :

Projection sur OX :

$$M_1\omega^2r \cos \beta_1 + M_2\omega^2r \cos \beta_2 + M_3\omega^2r \cos \beta_3 + \ldots..$$

Projection sur OY :

$$M_1\omega^2r \sin \beta_1 + M_2\omega^2r \sin \beta_2 + M_3\omega^2r \sin \beta_3 + \ldots..$$

Polygone des axes et des couples centrifuges du 1ᵉʳ ordre :

Projection sur OX :

$$M_1a_1\omega^2r \cos \beta_1 + M_2a_2\omega^2r \cos \beta_2 + M_3a_3\omega^2r \cos \beta_3 + \ldots..$$

Projection sur OY :

$$M_1a_1\omega^2r \sin \beta_1 + M_2a_2\omega^2r \sin \beta_2 + M_3a_3\omega^2r \sin \beta_3 + \ldots..$$

Polygone des forces centrifuges du 2ᵉ ordre :

Projection sur OX :

$$\frac{M_1\omega^2r^2}{l} \cos 2\beta_1 + \frac{M_2\omega^2r^2}{l} \cos 2\beta_2 + \frac{M_3\omega^2r^2}{l} \cos 2\beta_3 + \ldots..$$

Projection sur OY :

$$\frac{M_1\omega^2r^2}{l} \sin 2\beta_1 + \frac{M_2\omega^2r^2}{l} \sin 2\beta_2 + \frac{M_3\omega^2r^2}{l} \sin 2\beta_3 + \ldots..$$

Polygone des axes et des couples centrifuges du 2e ordre :
Projection sur OX :

$$\frac{M_1 \omega^2 r^2}{l} a_1 \cos 2\beta_1 + \frac{M_2 \omega^2 r^2}{l} a_2 \cos 2\beta_2 + \frac{M_3 \omega^2 r^2}{l} a_3 \cos 2\beta_3 + ...$$

Projection sur OY :

$$\frac{M_1 \omega^2 r^2}{l} a_1 \sin 2\beta_1 + \frac{M_2 \omega^2 r^2}{l} a_2 \sin 2\beta_2 + \frac{M_3 \omega^2 r^2}{l} a_3 \sin 2\beta_3 + ...$$

Mais remarquons que l'on a les égalités

$$\begin{aligned} \cos 2\beta &= \cos^2 \beta - \sin^2 \beta \\ \sin 2\beta &= 2 \sin \beta . \cos \beta \\ 1 &= \sin^2 \beta + \cos^2 \beta . \end{aligned}$$

Les équations d'équilibrage peuvent alors s'écrire :
Équilibrage du 1er ordre :

$$\begin{cases} \omega^2 r \, (M_1 \cos \beta_1 + M_2 \cos \beta_2 + M_3 \cos \beta_3 + ...) = 0 \\ \omega^2 r \, (M_1 \sin \beta_1 + M_2 \sin \beta_2 + M_3 \sin \beta_3 + ...) = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \omega^2 r \, (M_1 a_1 \cos \beta_1 + M_2 a_2 \cos \beta_2 + M_3 a_3 \cos \beta_3 + ...) = 0 \\ \omega^2 r \, (M_1 a_1 \sin \beta_1 + M_2 a_2 \sin \beta_2 + M_3 a_3 \sin \beta_3 + ...) = 0 \end{cases}$$

Équilibrage du 2e ordre :

$$\begin{cases} \dfrac{\omega^2 r^2}{l} \left[M_1 (\cos^2 \beta_1 - \sin^2 \beta_1) + M_2 (\cos^2 \beta_2 - \sin^2 \beta_2) + M_3 (\cos^2 \beta_3 - \sin^2 \beta_3) + ... \right] = 0 \\ 2 \dfrac{\omega^2 r^2}{l} \left[M_1 \sin \beta_1 \cos \beta_1 + M_2 \sin \beta_2 \cos \beta_2 + M_3 \sin \beta_3 \cos \beta_3 + ... \right] = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dfrac{\omega^2 r^2}{l} \left[M_1 a_1 (\cos^2 \beta_1 - \sin^2 \beta_1) + M_2 a_2 (\cos^2 \beta_2 - \sin^2 \beta_2) + M_3 a_3 (\cos^2 \beta_3 - \sin^2 \beta_3) + ... \right] = 0 \\ 2 \dfrac{\omega^2 r^2}{l} \left[M_1 a_1 \sin \beta_1 \cos \beta_1 + M_2 a_2 \sin \beta_2 \cos \beta_2 + M_3 a_3 \sin \beta_3 \cos \beta_3 + ... \right] = 0 \end{cases}$$

ou, en remarquant que la vitesse de rotation ω n'est pas nulle, ces équations se transforment en les suivantes.

Équilibrage du 1er ordre :

$$\begin{cases} (27) & M_1 \cos\beta_1 + M_2 \cos\beta_2 + M_3 \cos\beta_3 + \ldots\ldots = 0 \\ (28) & M_1 \sin\beta_1 + M_2 \sin\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 + \ldots\ldots = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} (29) & M_1 a_1 \cos\beta_1 + M_2 a_2 \cos\beta_2 + M_3 a_3 \cos\beta_3 + \ldots\ldots = 0 \\ (30) & M_1 a_1 \sin\beta_1 + M_2 a_2 \sin\beta_2 + M_3 a_3 \sin\beta_3 + \ldots\ldots = 0 \end{cases}$$

Équilibrage du 2e ordre :

$$\begin{cases} (31) & M_1 (\cos^2\beta_1 - \sin^2\beta_1) + M_2 (\cos^2\beta_2 - \sin^2\beta_2 \\ & \qquad + M_3 (\cos^2\beta_3 - \sin^2\beta_3) + \ldots\ldots = 0 \\ (32) & M_1 \sin\beta_1 \cos\beta_1 + M_2 \sin\beta_2 \cos\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 \cos\beta_3 + \ldots\ldots = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} (33) & M_1 a_1 (\cos^2\beta_1 - \sin^2\beta_1) + M_2 a_2 (\cos^2\beta_2 - \sin^2\beta_2) \\ & \qquad + M_3 a_3 (\cos^2\beta_3 - \sin^2\beta_3) + \ldots\ldots = 0 \\ (34) & M_1 a \sin\beta_1 \cos\beta_1 + M_2 a_2 \sin\beta_2 \cos\beta_2 + M_3 a_3 \sin\beta_3 \cos\beta_3 + \ldots\ldots = 0 \end{cases}$$

Telles sont les équations qui donnent toutes les conditions de l'équilibrage par elles-mêmes des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Nous devons faire, à propos de ces équations, un certain nombre de remarques.

6. Nombre des inconnues que renferment les équations (27) à (34). — Ces équations ne contiennent que les rapports :

$$\frac{M_2}{M_1}, \frac{M_3}{M_1}, \ldots\ldots$$

c'est-à-dire $(n - 1)$ rapports si le nombre des manivelles ou des cylindres de la machine est égal à n.

Elles ne contiennent aussi que les rapports

$$\frac{a_2}{a_1}, \frac{a_3}{a_1}, \ldots\ldots$$

c'est-à-dire encore $(n - 1)$ rapports si le nombre des cylindres de la machine est égale à n.

Enfin les angles $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \ldots$ que les manivelles font à un instant quelconque avec une ligne fixe telle que OX ne sont pas indépendants entre eux. En effet les manivelles font entre elles des

angles qui restent les mêmes pendant la durée du mouvement. On a, en désignant par

$$\alpha_1,\ \alpha_2 \ldots\ldots \alpha_{n-1},$$

ces angles dont la détermination est l'un des éléments les plus importants du problème,

$$\beta_2 = \beta_1 + \alpha_1\ \beta_3 = \beta_1 + \alpha_2 \ldots\ldots \beta_n = \beta_1 + \alpha_{n-1}.$$

Il résulte immédiatement de là que l'on peut toujours prendre $\beta_1 = 0$ et remplacer les angles $\beta_2, \ldots \beta_n$ par les angles $\alpha_1, \alpha_2, \ldots \alpha_{n-1}$. Les équations ne contiennent donc de ce chef que $(n-1)$ angles à déterminer.

On voit donc finalement que, si la machine comprend n manivelles, le nombre des variables dont il faut connaître la valeur pour résoudre le problème, nombre de variables introduit dans les équations (27 à 34), est égal à

$$3\,(n-1).$$

Ainsi, dans le cas d'une machine à deux manivelles, ce nombre de grandeurs qu'il est nécessaire de connaître est égal à

$$3\,(2-1) = 3;$$

dans le cas d'une machine à trois manivelles, il est de

$$3\,(3-1) = 6;$$

dans le cas d'une machine à quatre manivelles, il est de

$$3\,(4-1) = 12, \text{ etc.....}$$

Remarque I. — Tout ce que nous venons de dire suppose que l'on ne se donne d'abord aucun des rapports $\frac{M_2}{M_1}, \frac{M_3}{M_1} \ldots$; $\frac{a_1}{a_2}, \frac{a_1}{a_3}, \cdots$; ni aucun des angles $\beta_1, \beta_2 \ldots$ Souvent on se fixe

quelques-unes de ces quantités et le nombre des inconnues à déterminer est diminué d'autant. Supposons, ce qui arrive souvent, que l'on se donne les distances, les uns par rapport aux autres, des axes de symétrie des cylindres. Cela revient à se fixer les rapports $\frac{a_2}{a_1}, \frac{a_3}{a_1}, \cdots$ des distances à un plan de référence arbitraire des plans de symétrie des cylindres. Dans ce cas le nombre des quantités à déterminer pour résoudre le problème devient égal à

$$2(n-1)$$

Remarque II. — Supposons que l'on connaisse le nombre des grandeurs à déterminer pour résoudre le problème. Il peut se produire trois cas :

1° *Le nombre des variables à déterminer est supérieur à* 8 [*équations* (27) à (34)]. — Dans ce cas, les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif peuvent être complètement équilibrées en prenant arbitrairement quelques-unes de ces variables.

2° *Le nombre des variables à déterminer est égal à* 8. — Les équations (27) à (34) déterminent complètement les grandeurs qui définissent le système dans lequel les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif sont équilibrées d'elles-mêmes.

3° *Le nombre des variables à déterminer est inférieur à* 8. — Dans ce cas, il n'est pas possible que l'équilibrage de premier ordre et l'équilibrage de second ordre des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif soient produits sans addition de masses d'équilibrage complémentaires.

Supposons que nous ayons une machine à trois manivelles dans laquelle on se donne les distances réciproques des plans de symétrie des cylindres, c'est-à-dire dans laquelle on se donne les rapports $\frac{a_2}{a_1}, \frac{a_3}{a_1}$. Le nombre des variables qui définissent le système des masses devant s'équilibrer par elles-mêmes est égal à $2(n-1)=4$. Or ces quatre variables ne peuvent satisfaire

qu'à quatre des huit équations (27) à (34), les quatre autres équations n'étant pas en général satisfaites. Il n'est donc pas possible, dans ce cas, de produire en même temps, sans addition de masses d'équilibrage, l'équilibrage de premier ordre et l'équilibrage de second ordre des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif.

7. Choix des équations qui expriment l'équilibrage. — Une question se pose ici. Quand le nombre des variables à déterminer est inférieur à huit, peut-on, parmi les équations (27) à (34), choisir d'une manière arbitraire celles qui doivent déterminer ces variables? Il n'en est rien, comme le montrent les propositions suivantes.

Proposition I. — *Le nombre des équations de condition est toujours pair et on doit toujours prendre à la fois les groupes d'équations* [(27), (28)], [(29), (30)], [(31), (32)], [(33), (34)].

En effet, chacun de ces groupes d'équations est nécessaire et suffisant pour exprimer que l'un ou l'autre des polygones de forces centrifuges ou de couples centrifuges est fermé.

Proposition II. — *Le groupe d'équations* [(29), (30)] *doit toujours être accompagné du groupe* [(27), (28)] *et le groupe* [(33), (34)] *du groupe* [(31), (32)].

En effet, les conditions exprimées par le groupe d'équations [(29), (30)] d'une part et par le groupe [(33), (34)] d'autre part doivent être indépendantes de la position du plan de référence.

Déplaçons ce plan de référence parallèlement à lui-même d'une longueur A. Les distances $a_1, a_2 \dots a_n$ deviennent, par exemple $a_1 + A$, $a_2 + A$, $a_3 + A + \dots$ On doit avoir, si les conditions exprimant que les polygones des axes des couples de 1er et du 2e ordre sont fermés, sont indépendantes de la position du plan de référence,

$$M_1 (a_1 + A) \cos \beta_1 + M_2 (a_2 + A) \cos \beta_2 + \dots = 0.$$
$$M_1 (a_1 + A) \sin \beta_1 + M_2 (a_2 + A) \sin \beta_2 + \dots = 0;$$

ou bien

$$M_1 a_1 \cos \beta_1 + M_2 a_2 \cos \beta_2 + \dots + A(M_1 \cos \beta_1 + M_2 \cos \beta_2 + \dots) = 0$$
$$M_1 a_1 \sin \beta_1 + M_2 a_2 \sin \beta_3 + \dots + A(M_1 \sin \beta_1 + M_2 \sin \beta_2 + \dots) = 0.$$

Or on ne peut avoir ces dernières conditions que si les équations [(27), (28)] sont vérifiées *en même temps* que les équations [(29), (30)].

Il n'est donc pas possible de supposer que les équations [(29), (30)] sont vérifiées sans que les équations [(27), (28)] le soient, et de même que les équations [(33), (34)] soient vérifiées sans que les équations [(31), (32)] le soient.

Mais la réciproque n'est pas vraie. On peut supposer que le groupe des équations [(27), (28)] est vérifié sans que le groupe des équations [(29), (30)] le soit et de même que le groupe des équations [(31) et (32)] est vérifié sans que le groupe des équations [(33), (34)] le soit.

Par exemple cherchons quel choix de quatre équations (nous nous donnons les rapports $\frac{a_2}{a_1}, \frac{a_3}{a}$) nous devons faire pour avoir les circonstances dans lesquelles peut se produire dans une machine à trois manivelles l'équilibrage (sans addition de masses complémentaires) des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. D'après ce que nous venons de dire, on ne peut choisir que deux groupes d'équations

les groupes [(27), (28)] [(29), (30)],
les groupes [(27), (28)] [(31), (32)][1].

D'où la possibilité de suivre deux voies différentes pour produire l'équilibrage par elles-mêmes des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif :

Ou bien équilibrer les forces d'inertie alternatives et les couples d'inertie du premier ordre, en laissant non équilibrées les forces d'inertie et les couples d'inertie du second ordre ;

Ou bien équilibrer les forces d'inertie du premier et du second ordre en laissant non équilibrés les couples d'inertie des deux ordres.

1. Théoriquement, on pourrait prendre les groupes [(31), (32)], [(33), (34)]. Mais on produirait ainsi uniquement l'équilibrage des réactions d'inertie et des couples d'inertie de second ordre, en laissant de côté l'équilibrage de premier ordre, dont l'importance pratique est plus grande que l'autre, puisque, dans un très grand nombre de cas, l'équilibrage du premier ordre suffit.

Il n'est pas possible de trouver, soit une disposition des trois manivelles, soit des valeurs des masses animées du mouvement rectiligne alternatif, qui donnent une solution différente de celles que nous venons d'indiquer. Il reste, dans la pratique, à étudier chaque cas d'équilibrage partiel de manière à choisir la solution qui donne les meilleurs résultats.

---

§ 5. — APPLICATION DE LA MÉTHODE PRÉCÉDENTE A L'ÉQUILIBRAGE SANS ADDITION DE MASSES COMPLÉMENTAIRES. DES MASSES ANIMÉES D'UN MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF.

Nous allons maintenant montrer, pour différents types de moteurs, comment la méthode précédente s'applique à l'équilibrage, sans addition de masses complémentaires, des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Nous pourrons en particulier nous rendre compte du degré d'équilibrage qui est atteint, au point de vue des forces d'inertie, dans les moteurs d'automobiles[1].

1. Moteurs à une seule manivelle. — *Dans les moteurs à une seule manivelle, il est impossible d'équilibrer les parties animées d'un mouvement rectiligne alternatif sans l'addition d'aucune autre masse animée d'un mouvement rectiligne alternatif ou sans l'addition d'un contrepoids animé d'un mouvement de rotation autour de l'axe.*

En effet, le nombre des conditions qui devraient être satisfaites pour qu'il en fût ainsi est, en général, d'après ce que nous avons vu, égal à $3(n - 1)$, n étant le nombre des mani-

1. M. Marcel Caplet, ingénieur constructeur au Havre, bien connu du monde de l'automobile par ses travaux sur l'équilibrage des moteurs, a bien voulu me communiquer sur ce sujet quelques notes inédites qui m'ont beaucoup servi pour la rédaction de cette partie de mes leçons; je suis heureux de profiter de cette occasion pour le remercier de l'amabilité avec laquelle il a bien voulu répondre aux renseignements que je lui ai demandés.

velles. Or, dans le cas actuel, on a $n = 1$, ce qui donne zéro pour l'expression $3(n - 1)$.

On se contente alors, dans la plupart des cas, d'équilibrer les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif (piston + partie de la bielle) en même temps que les masses animées d'un mouvement de rotation autour de l'axe (manivelle + partie de la bielle) en supposant *infinie* la longueur de la bielle. On emploie alors, comme c'est le cas dans le moteur de Dion à un cylindre, un contrepoids dont le centre de gravité se trouve dans le plan de rotation du rayon de manivelle. On équilibre ainsi la force d'inertie alternative du piston et d'une partie de la bielle ainsi que la force centrifuge de la manivelle et de l'autre partie de la bielle. Mais on fait naître perpendiculairement au plan dans lequel se trouve la direction de la course du piston une composante d'inertie non équilibrée, comme nous l'avons déjà fait remarquer pour les locomotives. Si le moteur était horizontal, cette composante non équilibrée aurait pour effet de faire naître une composante verticale d'inertie qui, à un moment donné, serait dirigée de haut en bas et qui, à l'instant suivant séparé du premier par un temps égal à la durée de la demi-révolution du moteur, serait dirigée de bas en haut. Il résulterait de là des variations dans la flexion des ressorts de la voiture, variations qui donneraient à celle-ci un mouvement de balancement autour d'un axe horizontal[1]. Au contraire, si le moteur est vertical, la composante horizontale d'inertie que l'on introduit ainsi sans l'équilibrer donne encore un effet perturbateur mais dans une direction perpendiculaire à celle de la course du piston, direction où la flexion des ressorts de la voiture est presque nulle, ce qui atténue l'effet produit. Il est donc préférable, d'employer dans ce cas un moteur vertical plutôt qu'un moteur horizontal.

1. Si nous prenons le cas considéré plus haut d'un moteur d'automobile tournant a 1.000 tours dans lequel le piston et les $\frac{2}{3}$ de la bielle ont un poids de 1^kg^,800, le piston de ce moteur ayant une course de 12 centimètres, nous voyons que la composante verticale d'inertie introduite a une valeur maximum de 123 kilogrammes. Par suite, la pression sur les ressorts varie de — 123 kilogrammes à + 123 kilogrammes.

2. Moteurs à deux manivelles. — Considérons maintenant le cas d'un moteur à deux manivelles. Dans l'expression $3(n - 1)$, faisons $n = 2$, nous trouvons

$$3(n - 1) = 3.$$

Trois des équations (27) à (34) du paragraphe précédent doivent être vérifiées par les variables qui définissent le système dans lequel on doit produire l'équilibrage *par elles-mêmes* des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif.

Or, d'après la discussion que nous avons faite plus haut, le nombre des équations du problème est nécessairement pair. Les deux seuls groupes d'équations que l'on doit choisir sont donc

soit le groupe [(27), (28)];
soit le groupe [(31), (32)].

Mais il est évident que l'on doit, de préférence, équilibrer les forces d'inertie alternatives les plus importantes, c'est-à-dire les forces d'inertie alternatives du premier ordre. Donc le seul groupe d'équation que l'on peut choisir pour résoudre le problème est le groupe [(27), (28)].

Écrivons les équations de ce groupe :

$$M_1 \cos \beta_1 + M_2 \cos \beta_2 = 0.$$
$$M_1 \sin \beta_1 + M_2 \sin \beta_2 = 0.$$

Nous voyons facilement que ces équations sont vérifiées par les valeurs

$$(35) \qquad M_1 = M_2, \qquad \beta_2 = \beta_1 + \pi,$$

Pour équilibrer les forces d'inertie alternatives du premier ordre, sans addition de masses complémentaires, il faut :

1° Disposer les manivelles à 180° l'une de l'autre;

2° Rendre égales les masses des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif, c'est-à-dire les masses des pistons et des parties de bielle qui sont animées du même mouvement que les pistons.

Si on suppose réalisées les conditions (35) on voit :

1° *Que le couple résultant non équilibré des forces d'inertie alternatives du* 1er *ordre* a pour valeur maximum[1] :

$$M_1 \omega^2 r\,(a_1 - a_2),$$

$(a_1 - a_2)$ étant la distance des plans de révolution des manivelles.

2° *Que la résultante non équilibrée des forces d'inertie alternatives du second ordre* a pour valeur maximum :

$$2M_1 - \frac{\omega^2 r^2}{l},$$

l étant la longueur de la bielle.

1. Le couple $M_1\omega^2 r(a_1 - a_2)$ est le couple résultant des forces centrifuges du premier ordre ; sa projection sur la direction de la course du piston donne à chaque instant la valeur du couple résultant des forces d'inertie alternatives du premier ordre. Les variations de ce couple sont représentées par une ligne interrompue

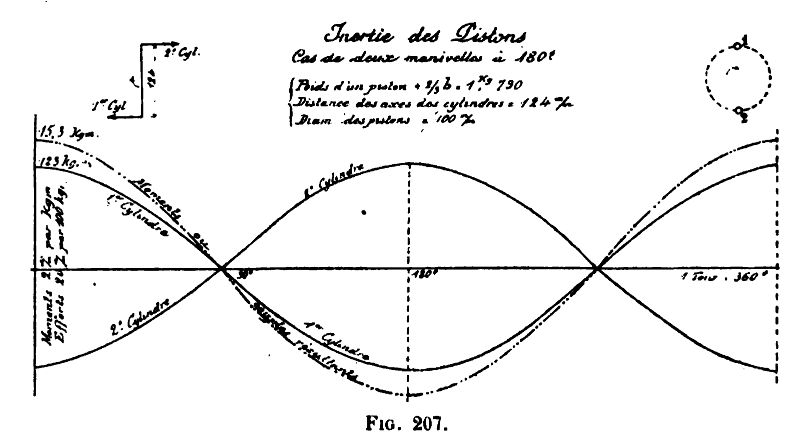


Fig. 207.

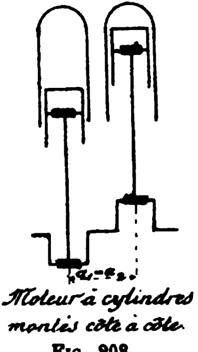
sur la figure 207 qui est tracée pour une machine à deux manivelles situées à 180 degrés l'une de l'autre, la vitesse de rotation étant de 1.000 tours par minute, les poids des pistons et des bielles étant ceux qui sont indiqués sur la figure et la course des pistons étant de 12 centimètres. Les deux courbes en traits pleins représentent pour chacun des cylindres les variations des efforts d'inertie alternatifs du premier ordre, c'est-à-dire les valeurs des projections sur la direction de la course du piston de la force centrifuge $M_1\omega^2 r$.

3° *Que le couple résultant non équilibré des forces d'inertie alternatives du second ordre a pour expression :*

$$2M_1 \frac{\omega^2 r^2}{l} (a_1 + a_2),$$

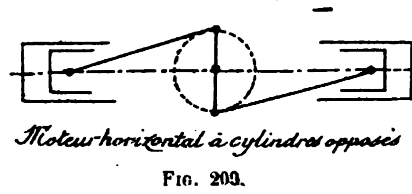
a_1 et a_2 étant les distances à un plan de référence convenablement choisi des plans de révolution des rayons de manivelle.

Cas où le moteur n'a qu'un seul axe de rotation. — Dispositifs d'équilibrage. — Quand le moteur *n'a qu'un seul axe de rotation*, il est impossible d'équilibrer sans contrepoids le couple résultant des forces d'inertie alternatives du 1er ordre, ainsi que les forces d'inertie alternatives du 2e ordre. En effet, dans ce cas, on donne généralement au moteur l'un ou l'autre des dispositifs qui sont représentés dans les figures 208 et 209.



Moteur à cylindres montés côte à côte.
Fig. 208.

Mais, comme on le voit facilement, les plans de révolution des manivelles ne sont pas en coïncidence l'un avec l'autre ; on est obligé, comme on dit de *désaxer* les cylindres. Toutefois le couple résultant non équilibré du 1er ordre, qui prend naissance par suite de cette nécessité de désaxer les cylindres, peut être diminué en rendant le produit M_1 $(a_1 - a_2)$ aussi petit que possible.



Moteur horizontal à cylindres opposés
Fig. 209.

On parvient à ce résultat :

1° En allégeant autant que possible le poids du piston et de la bielle ou des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif ;

2° En diminuant la distance $(a_1 - a_2)$ des axes des cylindres.

Certains constructeurs diminuent cette distance $(a_1 - a_2)$ en adoptant pour l'axe de rotation non plus la forme représentée

sur la figure 210, mais la forme représentée sur la figure 211, dans laquelle le palier central a été supprimé.

On a quelquefois tenté de laisser les cylindres dans le prolongement l'un et l'autre (moteurs horizontaux à cylindres opposés) en employant des bielles dissymétriques ou, mieux, par l'emploi de 3 manivelles; les deux manivelles extrêmes à 180° avec la manivelle médiane sont alors attaquées par deux bielles ou par une bielle à fourche[1]. Nous verrons plus loin les conditions qui sont imposées par l'emploi de trois manivelles.

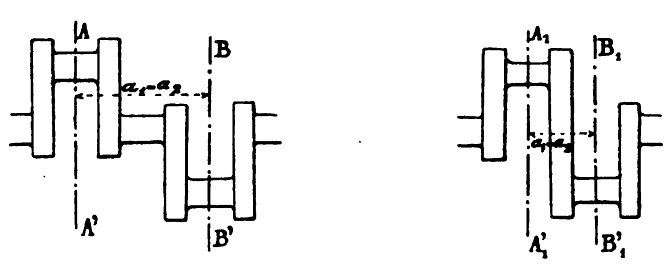


Fig. 210 et 211.

On peut obtenir un meilleur équilibrage en employant un moteur à pistons opposés du type représenté par la figure 212, dans lequel l'emploi de balanciers B et B' permet de mettre les axes des cylindres dans le prolongement l'un de l'autre. Il est facile de voir que les forces d'inertie alternatives du 1er et du 2e ordre engendrées par les masses des pistons et de leurs tiges sont complètement équilibrées. La masse M_1 qui entre dans l'expression du couple d'inertie

$$M_1 \omega^2 r (a_1 - a_2),$$

comprend seulement les masses des bielles b et b' et celles des balanciers B et B'. Le produit $M(a_1 - a_2)$ prend donc ici des valeurs plus petites que dans les autres cas, attendu que l'on peut agir sur les deux facteurs M_1 et $(a_1 - a_2)$ pour les diminuer.

1. F. Drouin, *les Trépidations dans les voitures automobiles* (*Génie civil*, 22e année, t. XL, p. 92).

L'équilibrage *par elles-mêmes* des masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif est donc mieux réalisé avec ce type qu'avec les précédents.

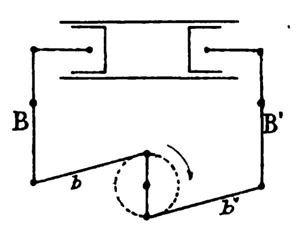


Fig. 212.

Nous venons de voir des cas dans lesquels on peut diminuer sans l'annuler le couple des forces d'inertie alternatives de 1er ordre. Dans tous ces cas, il est également impossible d'annuler la résultante et le couple résultant des forces d'inertie alternatives du second ordre.

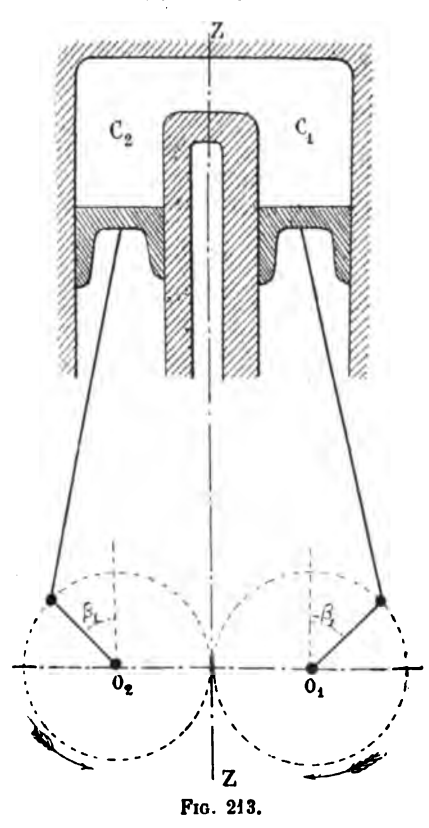


Fig. 213.

Mais on peut diminuer les valeurs de ces résultantes :

1° En diminuant la masse totale M_1 des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif ;

2° En diminuant le rapport $\frac{r}{l}$ du rayon de manivelle à la longueur de la bielle.

Cas où le moteur comporte deux arbres de rotation. — Il y a cependant des cas où, avec deux manivelles, on peut équilibrer *complètement* les masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Ce sont les cas où le moteur, au lieu d'avoir *un seul arbre de rotation possède deux arbres de rotation tournant en sens inverse l'un de l'autre.*

Considérons un moteur à deux cylindres et à deux manivelles montées sur deux axes parallèles O_1 et O_2, tel que celui qui

est représenté dans la figure 213. Les plans de révolution des deux manivelles sont confondus. De plus, comme les axes O_1 et O_2 tournent en sens inverse, les manivelles se trouvent à chaque instant dans une position symétrique par rapport au plan de symétrie ZZ du moteur. Supposons que les masses des organes animés d'un mouvement rectiligne alternatif soient transportées aux extrémités des rayons de manivelle et cherchons si des forces centrifuges ainsi créées se font équilibre.

Prenons pour plan de référence le plan du papier qui est le plan commun aux deux plans de révolution des manivelles. Écrivons que les forces centrifuges du 1[er] ordre dues aux masses M_1 et M_2 se font équilibre, c'est-à-dire que la somme de leurs projections sur les deux axes OX et OY est nulle. On a ainsi, en remarquant que les angles β_1 et β_2 sont comptés en sens inverse, les équations

$$\left\{\begin{array}{l} \omega^2 r(M_1 \cos \beta_1 + M_2 \cos \beta_2) = 0 \\ \omega^2 r(M_1 \sin \beta_1 - M_2 \sin \beta_2) = 0. \end{array}\right.$$

d'où on déduit les égalités

$$M_1 = M_2, \qquad \text{tang } \beta_1 = - \text{tang } \beta_2, \qquad \beta_1 = - \beta_2.$$

Les forces centrifuges du 2[e] ordre se font aussi équilibre. On a en effet l'égalité

$$2\beta_1 = - 2\beta_2.$$

Il en résulte que les égalités suivantes sont des identités

$$\left\{\begin{array}{l} \dfrac{\omega^2 r^2}{l}(M_1 \cos 2\beta_1 + M_1 \cos 2\beta_2) = 0 \\ \dfrac{\omega^2 r^2}{l}(M_1 \sin 2\beta_1 + M_1 \sin 2\beta_2) = 0. \end{array}\right.$$

Enfin, on voit facilement que l'on n'a pas à considérer ici les couples des forces d'inertie du 1[er] et du 2[e] ordre.

On voit donc que, dans un tel moteur à deux manivelles, les forces d'inertie sont complètement équilibrées.

Le moteur dont nous venons de donner le schéma est le

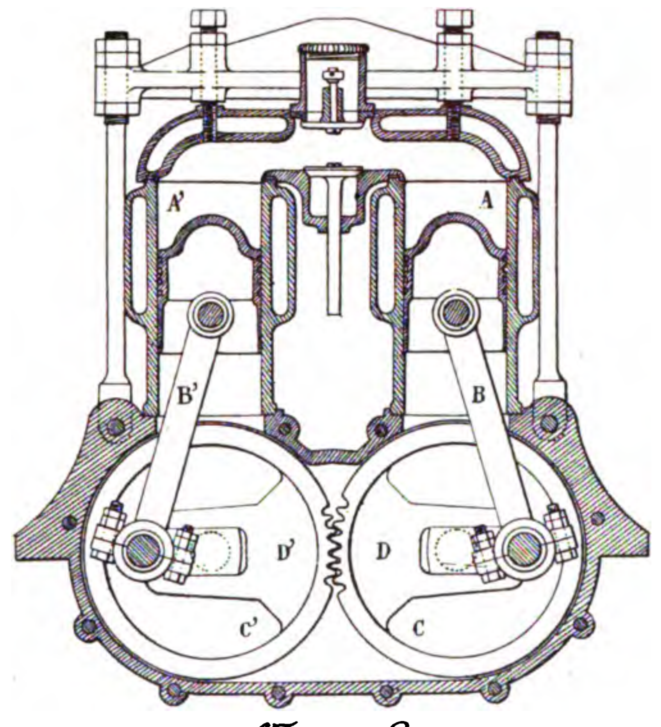


FIG. 214.

moteur Crozet qui est représenté dans la figure 214[1]. Le moteur

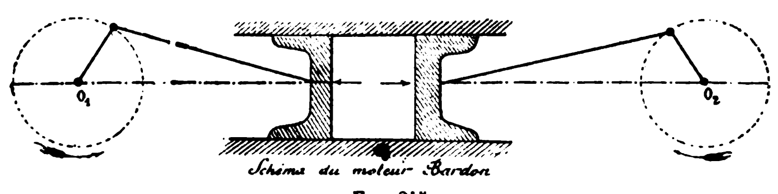


FIG. 215.

se compose de deux cylindres parallèles AA' ayant une chambre

1. Ce moteur présente l'inconvénient d'avoir un poids trop considérable, un

d'explosion commune; les pistons agissent par des bielles B et B' sur des arbres reliés par des engrenages C et C' qui assurent leur solidarité.

Le moteur horizontal Bardon[1], qui est dérivé du type précédent, est aussi construit de telle façon que les forces d'inertie soient entièrement équilibrées (*fig.* 215).

3. Moteurs à trois manivelles. — Considérons maintenant un moteur présentant trois manivelles. Le nombre des variables qui définissent le système à équilibrer est ici de

$$3(3-1)=6.$$

Si donc nous considérons les équations (27) à (34) du paragraphe précédent, six d'entre elles doivent être satisfaites. Comme les forces d'inertie du 1er ordre doivent être équilibrées de préférence aux forces d'inertie du 2e ordre, les six équations que l'on doit choisir sont les suivantes.

Équilibrage des forces d'inertie du 1er ordre :

$$\text{Forces}\ \begin{cases} M_1 \cos\beta_1 + M_2 \cos\beta_2 + M_3 \cos\beta_3 = 0 \\ M_1 \sin\beta_1 + M_2 \sin\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 = 0 \end{cases}$$

$$\text{Couples}\ \begin{cases} M_1 a_1 \cos\beta_1 + M_2 a_2 \cos\beta_2 + M_3 a_3 \cos\beta_3 = 0 \\ M_1 a_1 \sin\beta_1 + M_2 a_2 \sin\beta_2 + M_3 a_3 \sin\beta_3 = 0 \end{cases}$$

Équilibrage des forces d'inertie du 2e ordre :

$$M_1(\cos^2\beta_1 - \sin^2\beta_1) + M_2(\cos^2\beta_2 - \sin^2\beta_2) + M_3(\cos^2\beta_3 - \sin^2\beta_3) = 0$$
$$M_1 \sin\beta_1 \cos\beta_1 + M_2 \sin\beta_2 \cos\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 \cos\beta_3 = 0.$$

Mais il est toujours possible de choisir le plan de référence et la position de la manivelle 1 de telle sorte que l'on ait les égalités

$$\beta_1 = 0, \qquad a_1 = 0,$$

c'est-à-dire que l'on écrit les équations pour l'instant où la

encombrement gênant et un effort moteur trop élevé obligeant à des pièces trop lourdes.

1. La description détaillée du moteur et des voitures Bardon se trouve dans *Locomotion*, 3e année, n° 81, 18 avril 1903.

manivelle 1 coïncide avec OX, le plan de référence coïncidant avec le plan de révolution de cette manivelle.

Les équations précédentes se transforment alors en les suivantes :

$$
\left\{
\begin{array}{ll}
(36) & M_1 + M_2 \cos \beta_2 + M_3 \cos \beta_3 = 0, \\
(37) & M_2 \sin \beta_2 + M_3 \sin \beta_3 = 0, \\
(38) & M_2 a_2 \cos \beta_2 + M_3 a_3 \cos \beta_3 = 0, \\
(39) & M_2 a_2 \sin \beta_2 + M_3 a_3 \sin \beta_3 = 0, \\
(40) & M_1 + M_2 (\cos^2 \beta_2 - \sin^2 \beta_2) + M_3 (\cos^2 \beta_3 - \sin^2 \beta_3) = 0, \\
(41) & M_2 \sin \beta_2 \cos \beta_2 + M_3 \sin \beta_3 \cos \beta_3 = 0.
\end{array}
\right.
$$

De l'équation (37), on tire

$$M_3 \sin \beta_3 = - M_2 \sin \beta_2.$$

L'équation (41) devient alors

$$M_2 \sin \beta_2 (\cos \beta_2 - \cos \beta_3) = 0.$$

Comme M_2 n'est pas nul, cette équation ne peut être vérifiée que par les valeurs suivantes de β_2 et de β_3

$$\sin \beta_2 = 0 \qquad \cos \beta_2 = \cos \beta_3$$

Première solution :

$$\sin \beta_2 = 0.$$

Elle entraîne, d'après l'équation (37) l'égalité

$$\sin \beta_3 = 0,$$

d'où pour β_2 et β_3 les valeurs possibles suivantes

$$
\left\{ \begin{array}{l} \beta_2 = 0 \\ \beta_3 = 0 \end{array} \right.
\qquad
\left\{ \begin{array}{l} \beta_2 = 0 \\ \beta_3 = \pi \end{array} \right.
\qquad
\left\{ \begin{array}{l} \beta_2 = \pi \\ \beta_3 = \pi \end{array} \right.
$$

ce qui donne pour les autres équations du problème :

$$
\begin{array}{l}
\beta_2 = 0 \\ \beta_3 = 0
\end{array}
\left\{ \begin{array}{l} M_1 + M_2 + M_3 = 0 \\ M_2 a_2 + M_3 a_3 = 0 \end{array} \right.
\Bigg\|
\begin{array}{l}
\beta_2 = 0 \\ \beta_3 = \pi
\end{array}
\left\{ \begin{array}{l} M_1 + M_2 - M_3 = 0 \\ M_2 a_2 - M_3 a_3 = 0 \\ M_1 + M_2 + M_3 = 0 \end{array} \right.
\Bigg\|
\begin{array}{l}
\beta_2 = \pi \\ \beta_3 = \pi
\end{array}
\left\{ \begin{array}{l} M_1 - M_2 - M_3 = 0 \\ M_2 a_2 + M_3 a_3 = 0 \\ M_1 + M_2 + M_3 = 0 \end{array} \right.
$$

Or ces séries d'équations sont incompatibles entre elles, car M_1, M_2, M_3 sont trois quantités positives non nulles.

La solution $\sin\beta_2 = o$ doit donc être rejetée.

Deuxième solution :

$$\cos\beta_2 = \cos\beta_3,$$

Elle donne immédiatement

$$\beta_2 = \pm\beta_3.$$

Comme M_2 et M_3 sont des quantités positives, on déduit de l'équation (37) les égalités

$$\beta_2 = -\beta_3 \qquad \sin\beta_2 = -\sin\beta_3$$
$$M_2 = M_3$$

Les équations (36) et (40) deviennent alors

$$\begin{cases} M_1 + 2M_2\cos\beta_2 = o \\ M_1 + 2M_2(\cos^2\beta_2 - \sin^2\beta_2) = o. \end{cases}$$

On en déduit

$$\cos\beta_2 = \cos^2\beta_2 - \sin^2\beta_2$$

ou

$$\sin^2\beta_2 = \cos\beta_2(\cos\beta_2 - 1) = 1 - \cos^2\beta_2 = (1 + \cos\beta_2)(1 - \cos\beta_2),$$

et, par suite,

$$(2\cos\beta_2 + 1)(\cos\beta_2 - 1) = o.$$

Cette égalité (42) est vérifiée :

Soit par $\cos\beta_2 = 1$, solution impossible puisque, M_1 et M_2 étant positifs, on ne peut avoir $M_1 + 2M_2 = o$.

Soit par

$$\cos\beta_2 = -\frac{1}{2} \qquad \sin\beta_2 = \pm\frac{\sqrt{3}}{2}.$$

et, par suite,

$$\cos\beta_3 = -\frac{1}{2} \qquad \sin\beta_3 = \pm\frac{\sqrt{3}}{2}.$$

Mais, puisque M_2 et M_3 sont positifs, l'équation (37) montre

que sin β_2 et sin β_3 doivent être de signes contraires. On a donc finalement les solutions

$$\sin \beta_2 = \frac{\sqrt{3}}{2}, \qquad \sin \beta_3 = -\frac{\sqrt{3}}{2},$$
$$\cos \beta_2 = -\frac{1}{2}, \qquad \cos \beta_3 = -\frac{1}{2}.$$

égalités qui sont satisfaites par

$$(43) \qquad \begin{cases} \beta_2 = \frac{2\pi}{3} \text{ ou } 120^\circ \\ \beta_3 = 2 \times \frac{2\pi}{3} \text{ ou } 240^\circ. \end{cases}$$

En portant dans les équations (36) et (37) les valeurs de β_2 et de β_3, on trouve la double égalité

$$(44) \qquad M_1 = M_2 = M_3.$$

Enfin, en substituant ces valeurs dans les équations (38) et (39), on obtient les solutions

$$\frac{1}{2}(a_2 + a_3) = 0,$$

$$\frac{\sqrt{3}}{2}(a_2 + a_3) = 0;$$

égalités qui donnent

$$(45) \qquad a_2 = 0, \qquad a_3 = 0.$$

Ainsi, d'après les relations (43) et (45), pour que *les forces d'inertie du 1er ordre et du 2e ordre fussent complètement équilibrées, il faudrait que les trois manivelles faisant entre elles des angles égaux à 120°, fussent dans un même plan* (*fig.* 216 et 217).

Or, si on peut faire en sorte que les trois manivelles soient distribuées autour de l'axe de rotation de manière à faire entre

elles des angles de 120°, il est impossible de les placer dans le même plan, les cylindres devant être désaxés les uns par rapport aux autres.

Supposons que, les cylindres étant désaxés les uns par rap-

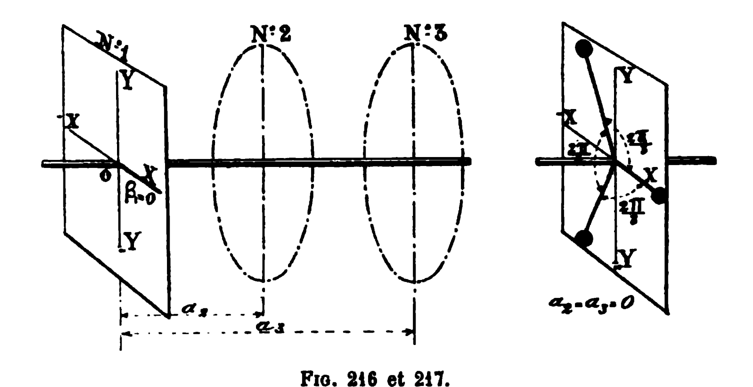


Fig. 216 et 217.

port aux autres, nous nous astreignons aux conditions exprimées par les égalités

$$M_1 = M_2 = M_3$$
$$\beta_1 = 0 \qquad \beta_2 = 120 \qquad \beta_3 = 240.$$

Les équations (36), (37), (40), (41) sont satisfaites, c'est-à-dire que les forces d'inertie du 1er ordre et du 2e ordre se font équilibre. Il n'en est pas de même des couples d'inertie du 1er ordre et du 2e ordre. En effet, les équations (38) et (39) ne sont pas satisfaites et il en est de même des équations que l'on obtient en faisant $\beta_1 = 0$ et $\alpha_1 = 0$ dans les deux dernières équations (33) et (34).

Évaluons quelle est la valeur du couple résultant centrifuge du 1er ordre. Les axes des couples composants ont pour grandeur

$$\omega^2 r M_2 a_2 \quad \text{et} \quad \omega^2 r M_2 a_3,$$

et font entre eux un angle égal à $\frac{2\pi}{3}$. D'après la règle du parallélogramme des forces, ce couple résultant a donc pour

expression

$$C_R = \omega^2 r \sqrt{M^2_2 a^2_2 + M^2_2 a^2_3 + 2M^2_2 a_2 a_3 \cos \frac{2\pi}{3}},$$

ou

$$C_R = M_2 \omega^2 r \sqrt{a^2_2 + a^2_3 - a_2 a_3},$$

ou enfin, en remarquant que les distances des axes des cylindres sont

$$a_2, \qquad a_3 - a_2 = d$$

on retrouve pour la valeur C_R du couple résultant

$$(46) \qquad C_R = M_2 \omega^2 r \sqrt{d^2 + a^2_2 + a_2 d}.$$

Si les distances entre les axes des cylindres sont égales, la valeur précédente du couple résultant C_R devient

$$(47) \qquad C_R = M_2 \omega^2 r d \sqrt{3}.$$

La projection de ce couple résultant sur l'axe OX ou sur la direction commune des courses des pistons représente à chaque instant le couple résultant des forces d'inertie alternatives du 1er ordre. Cette projection étant égale, à chaque instant, à la somme des projections des composantes, a pour expression en fonction de l'angle β_2 avec OX de la manivelle n° 2,

$$M_2 \omega^2 r \left[a_2 \cos \beta_2 + a_3 \cos \left(\beta_2 + \frac{2\pi}{3}\right)\right]$$
$$= M_2 \omega^2 r \left[a_2 \cos \beta_2 + a_2 \cos \left(\beta_2 + \frac{2\pi}{3}\right) + d \cos \left(\beta_2 + \frac{2\pi}{3}\right)\right];$$

expression qui devient, si les cylindres ont entre eux une même distance d, c'est-à-dire si l'on a l'égalité

$$a_2 = d$$
$$M_2 \omega^2 r d \left[\cos \beta_2 + 2 \cos \left(\beta_2 + \frac{2\pi}{3}\right)\right].$$

Il est facile, dès lors, en faisant varier l'angle β_2 de $2\pi 3$

$2\pi + \frac{2\pi}{3}$ de savoir comment varie cette projection, c'est-à-dire le couple d'inertie résultant du 1er ordre relatif aux masses animées d'un mouvement rectiligne alternatif. Nous avons fait cette représentation dans la figure 218 qui est relative à un moteur à trois manivelles placées à 120° l'une de l'autre et qui fait 1.000 tours par minute. Ce moteur est de même puissance que le moteur à deux cylindres pour lequel nous avons fait plus haut le même tracé (*fig.* 207). Or les valeurs des maxima des couples résultants sont sensiblement les mêmes dans les deux

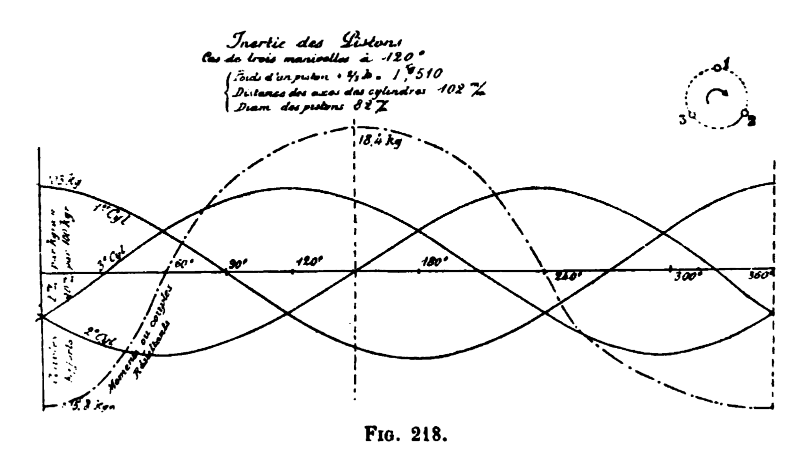


Fig. 218.

cas : 15kg,3 dans le cas d'un moteur à deux cylindres et 18kg,4 dans le cas actuel du moteur à trois cylindres. Donc, au point de vue de l'inertie des pistons, le moteur à trois cylindres dont les manivelles sont à 120° l'une de l'autre, n'est pas plus avantageux que le moteur à deux cylindres dont les manivelles sont à 180°.

De même en calculant le couple résultant des forces d'inertie du 2e ordre, on voit qu'il a pour expression

$$C'_R = M_2 \frac{\omega^2 r^2}{l} \sqrt{d^2 + a^2_2 + a_2 d}$$

ou

$$C'_R = M_2 \frac{\omega^2 r_2}{l} d \sqrt{3}, \qquad (48)$$

si les axes des cylindres sont équidistants les uns des autres.

Moteur à trois manivelles dans lequel on se donne les distances des axes des cylindres. — Dans ce cas, le nombre des variables à déterminer est égal à

$$2(3-1)=4$$

Le nombre des équations du problème qui doivent être satisfaites est alors égal à quatre. En tenant compte des remarques que nous avons faites au paragraphe précédent sur l'application des équations (27) à (34), nous voyons que les équations à choisir sont :

Soit les groupes d'équations [(27), (28), (29), (30)] ;

Soit les groupes d'équations [(27), (28), (31), (32)].

Équations (27), (28), (31), (32)

$$\left\{\begin{array}{l} M_1 \cos\beta_1 + M_2 \cos\beta_2 + M_3 \cos\beta_3 = 0 \\ M_1 \sin\beta_1 + M_2 \sin\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 = 0 \end{array}\right.$$

$$\left\{\begin{array}{l} M_1 (\cos^2\beta_1 - \sin^2\beta_1) + M_2 (\cos^2\beta_2 - \sin^2\beta_2) + M_3 (\cos^2\beta_3 - \sin^2\beta_3) = 0 \\ M_1 \sin\beta_1 \cos\beta_1 + M_2 \sin\beta_2 \cos\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 \cos\beta_3 = 0\,; \end{array}\right.$$

Équations (27), (28), (29), (30)

$$\left\{\begin{array}{l} M_1 \cos\beta_1 + M_2 \cos\beta_2 + M_3 \cos\beta_3 = 0 \\ M_1 \sin\beta_1 + M_2 \sin\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 = 0, \end{array}\right.$$

$$\left\{\begin{array}{l} M_1 a_1 \cos\beta_1 + M_2 a_2 \cos\beta_2 + M_3 a_3 \cos\beta_3 = 0 \\ M_1 a_1 \sin\beta_1 + M_2 a_2 \sin\beta_2 + M_3 a_3 \sin\beta_3 = 0. \end{array}\right.$$

Le premier groupe d'équations que nous venons d'écrire vient d'être traité. On y satisfait en disposant les manivelles autour de l'axe à 120° l'une de l'autre et en prenant

$$M_1 = M_2 = M_3.$$

Les forces d'inertie du 1er et du 2e ordre ont seules une résultante nulle ; les couples d'inertie ont pour résultants les couples C_R' et C_R dont nous avons donné plus haut les valeurs.

Passons aux deux autres groupes d'équations. On peut supposer que l'on a fait :

$$\beta_1 = 0 \quad . \quad a_1 = 0,$$

de telle sorte que ces équations peuvent s'écrire

(49) $$M_1 + M_2 \cos\beta_2 + M_3 \cos\beta_3 = 0,$$
(50) $$M_2 \sin\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 = 0,$$
(51) $$M_2\, a_2 \cos\beta_2 + M_3\, a_3 \cos\beta_3 = 0,$$
(52) $$M_2\, a_2 \sin\beta_2 + M_3\, a_3 \sin\beta_3 = 0.$$

De l'équation (50) on tire

$$M_3 \sin\beta_3 = - M_2 \sin\beta_2.$$

En portant dans l'équation (52), on obtient la relation

(53) $$M_2 \sin\beta_2 (a_2 - a_3) = 0.$$

Or on se donne les cylindres désaxés les uns par rapport aux autres

Par suite la distance de leurs axes n'est pas nulle et il en est de même de $(a_2 - a_3)$. L'équation (53) donne donc

$$\sin\beta_2 = 0$$

et par suite

$$\sin\beta_3 = 0,$$

ou

$$\cos\beta_2 = \pm 1 \qquad \cos\beta_3 = \pm 1$$

On a donc comme solutions possibles

$$\text{soit} \begin{cases} \beta_2 = 0 \\ \beta_3 = 0 \end{cases} \quad \text{soit} \begin{cases} \beta_2 = \pi \\ \beta_3 = 0 \end{cases} \quad \text{soit} \begin{cases} \beta_2 = \pi \\ \beta_3 = \pi, \end{cases}$$

ce qui donne les relations

$$\begin{matrix} \beta_2 = 0 \\ \beta_3 = 0 \end{matrix} \begin{cases} M_1 + M_2 + M_3 = 0 \\ M_2 a_2 + M_3 a_3 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{matrix} \beta_2 = \pi \\ \beta_3 = 0 \end{matrix} \begin{cases} M_1 - M_2 + M_3 = 0 \\ - M_2 a_2 + M_3 a_3 = 0 \end{cases} \Bigg| \begin{matrix} \beta_2 = \pi \\ \beta_3 = \pi \end{matrix} \begin{cases} M_1 - M_2 - M_3 = 0 \\ M_2 a_2 + M_3 a_3 = 0. \end{cases}$$

Comme M_1, M_2 et M_3 sont des quantités positives, la solution $[\beta_2 = 0,\ \beta_3 = 0]$ ne peut être prise en considération.

La solution $[\beta_2 = \pi \quad \beta_3 = o]$ donne

$$(54) \qquad \begin{cases} M_2 = M_1 + M_3 \\ M_2 a_2 - M_3 a_3 = o, \end{cases}$$

a_2 et a_3 étant de même signe, on voit que les cylindres n° 2 (correspondant à M_2) et n° 3 (correspondant à M_3) sont d'un même côté du plan de référence ou du plan coïncidant avec le plan de révolution de la manivelle du cylindre n° 1. De plus, ces équations donnent l'égalité

$$M_1 a_2 = M_3(a_3 - a_2),$$

ce qui signifie que les moments des masses M_1 et M_3 par rapport au plan n° 2 sont égaux entre eux.

Les cylindres sont disposés comme l'indique la figure 219. Le piston et la bielle du milieu ont des poids qui sont respectivement égaux à la somme des poids des pistons et des bielles des cylindres extrêmes.

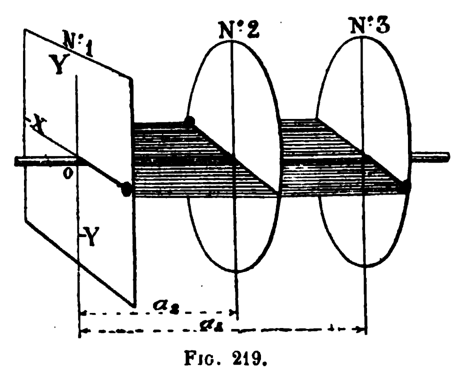


Fig. 219.

La solution $[\beta_2 = \pi, \beta_3 = \pi]$ se réduit à la précédente. Elle donne en effet les relations

$$(55) \qquad \begin{cases} M_1 = M_2 + M_3 \\ M_1 a_2 + M_3 (a_3 - a_2) = o. \end{cases}$$

Le cylindre n° 1 se trouve entre les cylindres n° 2 et 3; pour ce cylindre, les masses du piston et de la bielle sont respectivement égales à la somme des masses des pistons et des bielles des cylindres extrêmes.

Si on emploie cette disposition des manivelles, on n'équilibre ni les forces d'inertie du 2e ordre ni les couples d'inertie

du 2ᵉ ordre. La résultante des forces d'inertie du 2ᵉ ordre a pour expression

$$\frac{\omega^2 r^2}{l}\left[M_1(\cos^2\beta_1 - \sin^2\beta_1) + M_2(\cos^2\beta_2 - \sin^2\beta_2) + M_3(\cos^2\beta_3 - \sin^2\beta_3\right].$$

Si l'on a

$$\beta_1 = 0 \qquad \beta_2 = \pi \qquad \beta_3 = 0$$

cette résultante prend la valeur

$$\frac{\omega^2 r^2}{l}(M_1 + M_2 + M_3) = 2M_2\frac{\omega^2 r^2}{l}.$$

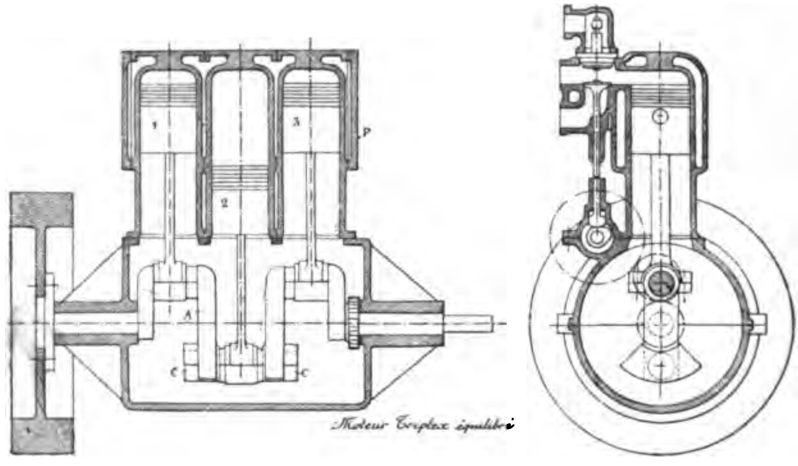


Fig. 220.

Le couple résultant d'inertie du 2ᵉ ordre a pour valeur, en tenant compte des équations (54),

$$2M_2a_2\frac{\omega^2 r^2}{l}.$$

Cette force résultante et ce couple résultant sont d'autant plus petits que la masse M_2 du piston et de la bielle du cylindre médian est plus faible, que le rapport $\frac{r}{l}$ de la course du piston à la longueur de la bielle est plus petit, enfin que les axes des cylindres sont plus rapprochés les uns des autres.

M. Marcel Caplet, ingénieur constructeur au Havre, construit un moteur dit *Triplex équilibré* qui est représenté dans la figure 220 et dont les manivelles ont autour de l'axe la distribution que nous venons de discuter.

Remarque. — La solution précédente a été donnée en supposant que les manivelles des trois cylindres ont même rayon. S'il n'e est pas ainsi et si r_1, r, r_3 désignent les rayons des manivelles des cylindres n° 1, n° 2, n° 3, il est facile de voir que la solution précédente se transforme en la suivante

$$(56)\quad \begin{cases} \beta_1 = 0 \quad \beta_2 = \pi \quad \beta_3 = 0 \\ M_2 r_2 = M_1 r_1 + M_3 r_3 \\ M_2 r_2 a_2 - M_3 r_3 a_3 = 0. \end{cases}$$

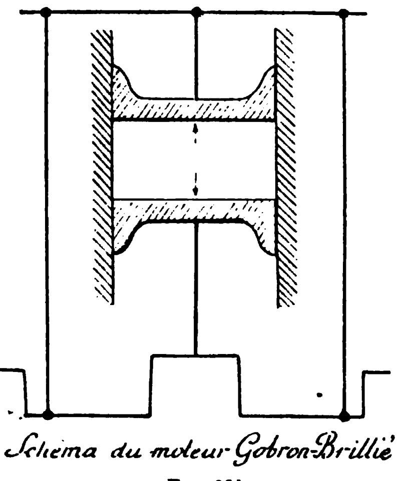


Schéma du moteur Gobron-Brillié

Fig. 221.

En particulier, si les manivelles r_1 et r_3 ont même rayon r_1 et si les cylindres extrêmes, identiques entre eux, sont placés symétriquement par rapport au cylindre médian, cette solution devient :

$$(57)\quad \begin{cases} \beta_1 = 0 \quad \beta_2 = \pi \quad \beta_3 = 0 \\ M_2 r_2 = 2 M_1 r_1. \end{cases}$$

Dans ce dernier cas la résultante des forces d'inertie du 2ᵉ ordre a pour expression

$$M_2 \omega^2 r_2 \left(\frac{r_1}{l_1} + \frac{r_2}{l_2}\right);$$

et le couple résultant d'inertie du 2ᵉ ordre a pour valeur

$$M\omega^2 r_2 d \left(\frac{r_1}{l_1} + \frac{r_2}{l_2}\right).$$

Le moteur Gobron-Brillié, représenté schématiquement dans la figure 221 présente le mode d'équilibrage dont nous venons

de parler. Ce calcul montre à quel degré son équilibrage est obtenu[1].

4. Moteurs à quatre manivelles. — Le nombre des variables à déterminer est

$$3(4-1)=9.$$

Toutes les équations (27) à (34) doivent être vérifiées.

Prenons $\beta_1 = 0$ et $a_4 = 0$, les équations du problème deviennent

$$(58)\qquad M_1 + M_2 \cos\beta_2 + M_3 \cos\beta_3 + M_4 \cos\beta_4 = 0,$$
$$(59)\qquad M_2 \sin\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 + M_4 \sin\beta_4 = 0,$$
$$(60)\qquad M_1a_1 + M_2a_2 \cos\beta_2 + M_3a_3 \cos\beta_3 = 0,$$
$$(61)\qquad M_2a_2 \sin\beta_2 + M_3a_3 \sin\beta_3 = 0,$$
$$(62)\qquad M_1+M_2(\cos^2\beta_2-\sin^2\beta_2)+M_3(\cos^2\beta_3-\sin^2\beta_3)+M_4(\cos^2\beta_4-\sin^2\beta_4)=0,$$
$$(63)\qquad M_2 \sin\beta_2 \cos\beta_2 + M_3 \sin\beta_3 \cos\beta_3 + M_4 \sin\beta_4 \cos\beta_4 = 0,$$
$$(64)\qquad M_1a_1 + M_2a_2(\cos^2\beta_2 - \sin^2\beta_2) + M_3a_3(\cos^2\beta_3 - \sin^2\beta_3) = 0,$$
$$(65)\qquad M_2a_2 \sin\beta_2 \cos\beta_2 + M_3a_3 \sin\beta_3 \cos\beta_3 = 0.$$

Les équations (60), (61), (64), (65) en Ma sont de même forme que les équations en M (36), (37), (40), (41). Les solutions en Ma des premières équations en Ma sont celles des secondes équations en M. Par suite on a les égalités

$$(66)\qquad M_1a_1 = M_2a_2 = M_3a_3.$$

Les angles faits entre elles par les manivelles n° 1, n° 2 et n° 3 sont égaux à 120°, c'est-à-dire que l'on a

$$\cos\beta_2 = -\frac{1}{2} \qquad \sin\beta_2 = \frac{\sqrt{3}}{2}$$
$$\cos\beta_3 = -\frac{1}{2} \qquad \sin\beta_3 = \frac{\sqrt{3}}{2}.$$

Substituons ces valeurs dans les équations (58), (59), (62), (63), nous trouvons les relations suivantes

$$(67)\qquad M_4 \cos\beta_4 = M_1a_1\left[-\frac{1}{a_1} + \frac{1}{2a_2} + \frac{1}{2a_3}\right],$$

1. Après les victoires remportées cette année par les voitures Gobron-Brillié (conduites par Rigolly et Duray), on lira avec intérêt la description de leur moteur dans *la Locomotion*, 3e année, n° 84, 9 mai 1903.

(68) $$M_4 \sin \beta_4 = M_1 a_1 \left[-\frac{\sqrt{3}}{2a_2} + \frac{\sqrt{3}}{2a_3} \right],$$

(69) $$M_4 (\cos^2 \beta_4 - \sin^2 \beta_4) = M_1 a_1 \left[-\frac{1}{a_1} + \frac{1}{2a_2} + \frac{1}{2a_3} \right],$$

(70) $$-2M_4 \sin \beta_4 \cos \beta_4 = M_1 a_1 \left[-\frac{\sqrt{3}}{2a_2} + \frac{\sqrt{3}}{2a_3} \right].$$

On déduit de ces équations

(71) $$\cos^2 \beta_4 - \sin^2 \beta_4 = \cos \beta_4,$$

(72) $$2 \sin \beta_4 \cos \beta_4 = - \sin \beta_4.$$

La première de ces équations s'écrit

(73) $$(2 \cos \beta_4 + 1)(\cos \beta_4 - 1) = 0$$

ce qui donne

(74) $$\begin{cases} \cos \beta_4 = 1 & \sin \beta_4 = 0 \\ \cos \beta_4 = -\frac{1}{2} & \sin \beta_4 = \pm \frac{\sqrt{3}}{2}, \end{cases}$$

solutions qui satisfont à l'équation (72).

Solution :

$$[\cos \beta_4 = 1 \qquad \sin \beta_4 = 0]$$ [1].

Elle donne

(75) $$\beta_4 = 0.$$

L'équation (68) fournit alors l'égalité

(76) $$a_2 = a_3$$

et l'équation (67)

(77) $$M_4 = M_1 a_1 \left(\frac{1}{a_2} - \frac{1}{a_1} \right)$$

ce qui montre qu'on doit avoir l'inégalité

$$a_1 > a_2$$

1. La solution $\left[\cos \beta_4 = -\frac{1}{2} \sin \beta_4 = \pm \frac{\sqrt{3}}{2}\right]$ se confond avec la première.

L'équation (66) donne, d'autre part, la double égalité

(78) $$M_2 = M_3 = \frac{M_1 a_1}{a_2},$$

et l'équation (77) conduit aux égalités

(79) $$\begin{cases} M_4 = M_2 - M_1 \\ M_1 + M_4 = M_2 = M_3. \end{cases}$$

En somme, les conditions pour qu'un moteur à 4 manivelles soit complètement équilibré au point de vue des forces d'inertie alternatives sont exprimées par les relations suivantes :

(80) $$\begin{cases} \beta_1 = 0 \quad \beta_2 = \frac{2\pi}{3} \text{ ou } 120 \quad \beta_3 = \frac{4\pi}{3} \text{ ou } 240 \quad \beta_4 = 0 \\ a_2 = a_3 \qquad \text{avec } a_2 < a_1 \\ M_2 = M_3 \\ M_1 + M_4 = M_2 = M_3 \text{ ou } M_4 a_2 = M_1 (a_1 - a_2). \end{cases}$$

conditions que l'on peut exprimer de la manière suivante en langage ordinaire.

1° *Les quatre manivelles doivent être dans trois plans de révolution, deux d'entre elles étant dans le plan médian comme le montre la figure 222.*

2° *Les deux manivelles qui se trouvent dans le plan médian doivent être à 120° l'une de l'autre. Les deux autres parallèles entre elles font un angle de 120° avec chacune des manivelles contenues dans le plan médian.*

3° *Les poids des pistons et des bielles des manivelles situées dans le plan médian sont égaux.*

4° *Les poids des pistons et des bielles correspondant aux autres manivelles sont tels que leurs moments par rapport au plan médian sont égaux et que la somme de leurs poids est égale à la somme des poids du piston et de la bielle de l'une des manivelles situées dans le plan médian.*

Comme dans la pratique il est impossible que l'on ait l'égalité

$$a_2 = a_3,$$

L'équilibrage complet des forces d'inertie alternatives dont nous venons de parler ne peut être réalisé dans les conditions que nous venons de définir.

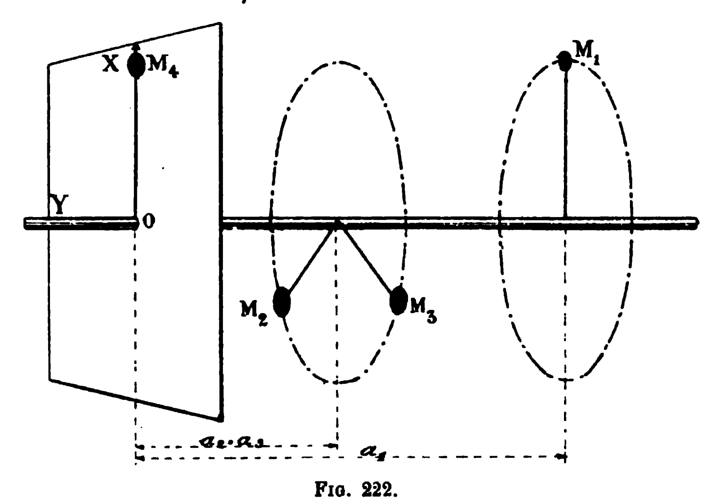


Fig. 222.

Nous allons nous rendre compte du degré d'équilibrage adopté pour les moteurs d'automobiles à quatre cylindres.

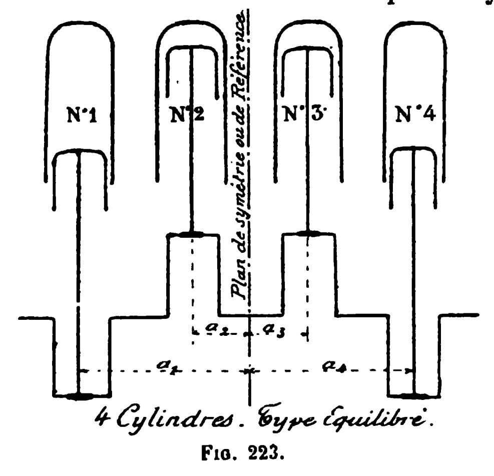


Fig. 223.

Moteur à quatre cylindres. — Type équilibré. — Ce modèle se compose de deux séries de cylindres dont les manivelles sont à 180° comme le montre la figure 223.

Les cylindres étant identiques, on a les égalités

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4.$$

Prenons pour plan de référence un plan équidistant des plans de symétrie des cylindres 2 et 3 d'une part, et des plans de symétrie des cylindres 1 et 4 d'autre part. Nous pouvons écrire

$$a_2 = -a_3, \qquad a_1 = -a_4.$$

Enfin la disposition adoptée pour les manivelles donne

$$\beta_1 = 0 \qquad \beta_2 = \pi \qquad \beta_3 = \pi \qquad \beta_4 = 0.$$

La résultante des forces d'inertie du 1er ordre est alors

$$M_1 - M_2 - M_3 + M_4 = 0.$$

Cette résultante est nulle.

Le couple résultant des forces d'inertie de 1er ordre a pour valeur

$$M_1a_1 - M_2a_2 - M_3a_3 + M_4a_4 = M_1a_1 - M_2a_2 + M_3a_2 - M_4a_1 = 0.$$

Le couple est nul.

Les forces d'inertie du 2e ordre ne sont pas équilibrées.

Elles ont pour résultante

$$4M_1 \times \frac{\omega^2 r^2}{l}.$$

Quant au couple résultant des forces d'inertie du 2e ordre, il est *nul.*

Ce type de moteur est donc bien équilibré.

Moteur à quatre cylindres. — Type Hautier. — Dans le modèle à quatre cylindres Hautier 1903, l'arbre n'est pas disposé comme dans l'exemple précédent; il n'est plus symétrique par rapport au plan médian (*fig.* 224).

Dans ce cas, si on prend ce plan médian pour plan de référence, on a les relations

$$a_2 = -a_3 \qquad a_1 = -a_4$$

avec

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4$$

ainsi que

$$\beta_1 = 0; \qquad \beta_2 = \pi; \qquad \beta_3 = 0; \qquad \beta_4 = \pi.$$

La résultante des forces d'inertie de 1er ordre est *nulle*.

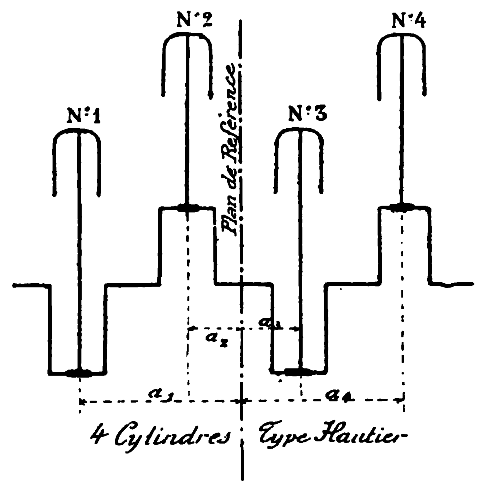


Fig. 224.

Le couple résultant des forces d'inertie du 1er ordre a pour valeur

$$2M_1 (a_1 - a_2) \omega^2 r.$$

La résultante des forces d'inertie du 2e ordre a pour expression

$$4M_1 \frac{\omega^2 r^2}{l}.$$

Enfin le couple résultant des forces d'inertie du 2e ordre est *nul*.

Comme on le voit, cette disposition n'est pas aussi bonne que la précédente.

Elle a été prise sans doute pour que le travail des cylindres se fasse dans leur ordre d'alignement 1-2-3-4; car dans le type équilibré ce travail se succède dans l'ordre 1-2-4-3.

Etude générale de l'équilibrage du premier ordre dans une machine à quatre manivelles. — Nous venons d'indiquer quelques cas dans lesquels on peut réaliser pour une machine à quatre manivelles l'équilibrage du premier ordre. Ce sont les cas où, toutes ces manivelles étant à chaque instant dans le même plan axial, sont formées de deux groupes, la direction des manivelles dans l'un des groupes étant opposée à la direction dans l'autre groupe. Ces cas ne sont pas les seuls où l'on puisse produire un tel équilibre du premier ordre dans une machine à quatre manivelles. Nous allons maintenant rechercher dans quelles conditions générales a lieu un tel équilibrage.

Écrivons les équations fondamentales (27), (28), (29), (30) en y supposant $\beta_1 = 0$ avec $a_1 = 0$; nous obtenons les les équations :

$$M_1 + M_2 \cos \beta_2 + M_3 \cos \beta_3 + M_4 \cos \beta_4 = 0, \tag{81}$$
$$M_2 \sin \beta_2 + M_3 \sin \beta_3 + M_4 \sin \beta_4 = 0. \tag{82}$$
$$M_2 a_2 \cos \beta_2 + M_3 a_3 \cos \beta_3 + M_4 a_4 \cos \beta_4 = 0, \tag{83}$$
$$M_2 a_2 \sin \beta_2 + M_3 a_3 \sin \beta_3 + M_4 a_4 \sin \beta_4 = 0. \tag{84}$$

Si l'on pose

$$\frac{M_2}{M_1} = m_2 \qquad \frac{M_3}{M_1} = m_3 \qquad \frac{M_4}{M_1} = m_4$$
$$\frac{a_3}{a_2} = k_3 \qquad \frac{a_4}{a_2} = k_4,$$

ces équations deviennent

$$1 + m_2 \cos \beta_2 + m_3 \cos \beta_3 + m_4 \cos \beta_4 = 0, \tag{85}$$
$$m_2 \sin \beta_2 + m_3 \sin \beta_3 + m_4 \sin \beta_4 = 0, \tag{86}$$
$$m_2 \cos \beta_2 + m_3 \cos \beta_3 + m_4 \sin \beta_4 = 0, \tag{87}$$
$$m_2 \sin \beta_2 + m_3 k_3 \sin \beta_3 + m_4 k_4 \sin \beta_4 = 0. \tag{88}$$

En retranchant membre à membre les équations (85) et (87)

d'une part ; (86) et (88) d'autre part, on trouve :

$$(89) \qquad 1 + m_3(1 - k_3)\cos\beta_3 + m_4(1 - k_4)\cos\beta_4 = 0,$$
$$(90) \qquad m_3(1 - k_3)\sin\beta_3 + m_4(1 - k_4)\sin\beta_4 = 0.$$

Multiplions l'équation (87) par sin β_2 et l'équation (88) par cos β_2, nous obtenons

$$(91) \qquad m_3k_3\sin(\beta_3 - \beta_2) + m_4k_4\sin(\beta_4 - \beta_2) = 0.$$

La comparaison des équations (90) et (91) donne la relation

$$\frac{k_3\sin(\beta_3 - \beta_2)}{(1 - k_3)\sin\beta_3} = \frac{k_4\sin(\beta_4 - \beta_2)}{(1 - k_4)\sin\beta_4},$$

qui se transforme en la suivante

$$\frac{k_3(k_4 - 1)}{k_4(k_3 - 1)} = \frac{\sin\beta_3\sin(\beta_4 - \beta_2)}{\sin\beta_4\sin(\beta_3 - \beta_2)},$$

ou, en remplaçant k_3 et k_4 par leurs valeurs, on trouve

$$(92) \qquad \frac{a_3(a_4 - a_2)}{a_4(a_3 - a_2)} = \frac{\sin\beta_3\sin(\beta_4 - \beta_2)}{\sin\beta_4\sin(\beta_3 - \beta_2)}.$$

Cette relation peut s'écrire

$$(93) \qquad \frac{a_3}{\sin\beta_3} \times \frac{a_4 - a_2}{\sin(\beta_4 - \beta_2)} = \frac{a_4}{\sin\beta_4} \times \frac{a_3 - a_2}{\sin(\beta_3 - \beta_2)}.$$

La figure 225 est la représentation géométrique de la formule (93)[1].

1. Dans le triangle O13 on a : $\frac{a_3}{\sin\beta_3} = \frac{O3}{\sin\widehat{O13}}$; le triangle O14 donne d'autre part : $-\frac{a_4}{\sin\beta_4} = \frac{O4}{\sin\widehat{O13}}$; le triangle O24 fournit la relation $\frac{a_2 - a_4}{\sin(\beta_4 - \beta_2)} = \frac{O4}{\sin\widehat{O24}}$; enfin le triangle O23 donne $\frac{a_2 - a_3}{\sin(\beta_3 - \beta_2)} = \frac{O3}{\sin\widehat{O24}}$. Or on a l'égalité $\frac{O3}{\sin\widehat{O13}} \cdot \frac{O4}{\sin\widehat{O24}} = \frac{O3}{\sin\widehat{O24}} \cdot \frac{O4}{\sin\widehat{O13}}$, c'est-à-dire $\frac{a_3}{\sin\beta_3} \cdot \frac{a_4 - a_2}{\sin(\beta_4 - \beta_2)} = \frac{a_4}{\sin\beta_8} \frac{a_3 - a_2}{\sin(\beta_3 - \beta_2)}$. (Voir *fig.* 225.)

Ce schéma qui est caractéristique de l'*équilibrage du* 1[er] *ordre* dans les machines à quatre manivelles, nous conduit immédiatement à la proposition suivante :

Pour que l'équilibrage du premier ordre soit en général possible dans une machine à quatre manivelles, il faut que deux manivelles quelconques ne soient dirigées ni suivant une même direction ni suivant deux directions opposées.

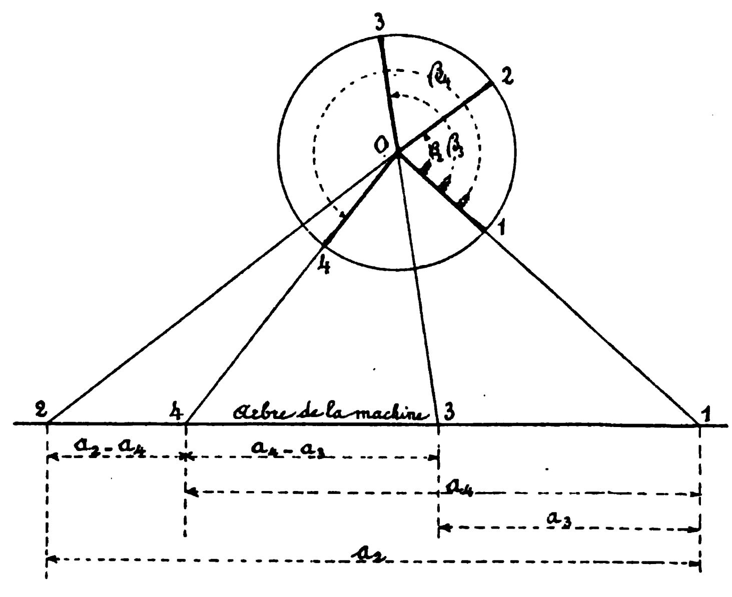


Fig. 225.

En d'autres termes, il ne faut pas que l'un des angles β_2, β_3, β_4 soit égal à 0 ou à π[1].

En effet, si l'un de ces angles β_3, par exemple, est égal à zéro, la direction O3 de la manivelle 3 coïncide avec la direction O1 de la manivelle 1 et la figure montre que dans ce cas $a_3 = 0$. Les deux plans de rotations des manivelles 1 et 3 coïncident, condition impossible à réaliser dans la pratique.

1. Toutefois si tous les angles (β_2, β_3, β_4) sont en même temps égaux à o ou π, les formules générales qui précèdent, deviennent indéterminées et ne peuvent plus donner aucun renseignement sur la solution du problème de l'équilibrage. Il faut alors recourir à la méthode directe prise sous la forme que nous avons employée dans les pages précédentes.

A ce point de vue, lorsque les quatre manivelles ont la disposition marquée dans la figure 226, l'équilibrage du premier ordre n'est pas possible[1].

Au contraire, la solution représentée par la figure 227 est possible pourvu que les deux angles droits ne soient pas des angles adjacents.

Remarque. — Si on transforme les équations (31), (32), (33), (34) qui donnent l'équilibrage du 2e ordre, comme nous venons de le faire pour les équations de l'équilibrage du 1er ordre, on trouve la relation

$$(94) \qquad \frac{a_3\,(a_1 - a_2)}{a_1\,(a_3 - a_2)} = \frac{\sin 2\,\beta_3 \sin 2\,(\beta_1 - \beta_2)}{\sin 2\,\beta_1 \sin 2\,(\beta_3 - \beta_2)}.$$

Fig. 226.

Si on veut qu'une machine à quatre manivelles ait à la fois un équilibrage du 1er ordre et un équilibrage du 2e ordre, il faut que les équations (93) et (94) soient compatibles entre elles, c'est-à-dire que l'on ait

$$\frac{\sin 2\beta_3 \,.\, \sin 2\,(\beta_1 - \beta_2)}{\sin 2\beta_1 \,.\, \sin 2\,(\beta_3 - \beta_2)} = \frac{\sin \beta_3 \,.\, \sin (\beta_1 - \beta_2)}{\sin \beta_1 \,.\, \sin (\beta_3 - \beta_2)}$$

ou en développant et en remarquant qu'aucun des angles β ne peut être égal à O ou à π, on trouve l'égalité

$$\tang \beta_1 = \tang \beta_3$$

Fig. 227.

solution inacceptable pour la pratique puisqu'elle conduit à la coïncidence des plans de révolution de deux manivelles. Nous retrouvons donc ce résultat que l'équilibrage complet d'une machine à quatre manivelles est en général impossible.

Solution générale du problème de l'équilibrage d'une machine à quatre manivelles. — Supposons que l'on se donne *la position*

1. On le voit facilement en se reportant aux équations générales (81) à (84).

du plan de rotation de la première manivelle (on le prend pour plan de référence en posant $a_1 = 0$) et *deux des angles que font entre elles les quatre manivelles*[1].

Le nombre des variables à déterminer est alors $9 - 3 = 6$; ces variables sont alors données par les équations

$$
\begin{aligned}
&(95) \quad 1 + m_2 \cos\beta_2 + m_3 \cos\beta_3 + m_4 \cos\beta_4 = 0,\\
&(96) \quad m_2 \sin\beta_2 + m_3 \sin\beta_3 + m_4 \sin\beta_4 = 0,\\
&(97) \quad m_2 \cos\beta_2 + m_3k_3 \cos\beta_3 + m_4k_4 \cos\beta_4 = 0.\\
&(98) \quad m_2 \sin\beta_2 + m_3k_3 \sin\beta_3 + m_4k_4 \sin\beta_4 = 0.\\
&(99) \quad 1 + m_2 \cos 2\beta_2 + m_3 \cos 2\beta_3 + m_4 \cos 2\beta_4 = 0.\\
&(100) \quad m_2 \sin 2\beta_2 + m_3 \sin 2\beta_3 + m_4 \sin 2\beta_4 = 0.
\end{aligned}
$$

En éliminant successivement m_2, m_3 et m_4 entre les équations (95), (96), (99), (100), on trouve les relations

$$
\begin{aligned}
&(101) \left\{ \begin{array}{ll} \sin\beta_2 + m_3 \sin(\beta_2 - \beta_3) + m_4 \sin(\beta_2 - \beta_4) = 0 & \sin 2(\beta_3 - \beta_4), \\ \sin 2\beta_2 + m_3 \sin 2(\beta_2 - \beta_3) + m_4 \sin 2(\beta_2 - \beta_4) = 0 & \sin(\beta_3 - \beta_4), \end{array} \right.\\
&(102) \left\{ \begin{array}{ll} \sin\beta_3 + m_4 \sin(\beta_3 - \beta_4) + m_2 \sin(\beta_3 - \beta_2) = 0 & \sin 2(\beta_4 - \beta_2), \\ \sin 2\beta_3 + m_4 \sin 2(\beta_3 - \beta_4) + m_2 \sin 2(\beta_3 - \beta_2) = 0 & \sin(\beta_4 - \beta_2), \end{array} \right.\\
&(103) \left\{ \begin{array}{ll} \sin\beta_4 + m_2 \sin(\beta_4 - \beta_2) + m_3 \sin(\beta_4 - \beta_3) = 0 & \sin 2(\beta_2 - \beta_3), \\ \sin 2\beta_4 + m_2 \sin 2(\beta_4 - \beta_2) + m_3 \sin 2(\beta_4 - \beta_3) = 0 & \sin(\beta_2 - \beta_3). \end{array} \right.
\end{aligned}
$$

d'où en ajoutant membre à membre après avoir multiplié par les facteurs indiqués à droite, on trouve l'égalité

$$
\begin{aligned}
&\sin\beta_2 \sin 2(\beta_3 - \beta_4) + \sin 2\beta_2 \sin(\beta_3 - \beta_4) + \sin\beta_3 \sin 2(\beta_4 - \beta_2)\\
&+ \sin 2\beta_3 \sin(\beta_4 - \beta_2) + \sin\beta_4 \sin 2(\beta_2 - \beta_3) + \sin 2\beta_4 \sin(\beta_2 - \beta_3) = 0
\end{aligned}
$$

ou bien

$$
\begin{aligned}
&\sin\beta_2 \sin(\beta_3 - \beta_4) \cos(\beta_3 - \beta_4) + \sin\beta_2 \cos\beta_2 \sin(\beta_3 - \beta_4)\\
&+ \sin\beta_3 \sin(\beta_4 - \beta_2) \cos(\beta_4 - \beta_2) + \sin\beta_3 \cos\beta_3 \sin(\beta_4 - \beta_2)\\
&+ \sin\beta_4 \sin(\beta_2 - \beta_3) \cos(\beta_2 - \beta_3) + \sin\beta_4 \cos\beta_4 \sin(\beta_2 - \beta_3) = 0;
\end{aligned}
$$

ou enfin

$$
(104) \quad \left\{ \begin{aligned}
&\sin\beta_2 \sin(\beta_3 - \beta_4) [\cos(\beta_3 - \beta_4) + \cos\beta_2]\\
&+ \sin\beta_3 \sin(\beta_4 - \beta_2) [\cos(\beta_4 - \beta_2) + \cos\beta_3]\\
&+ \sin\beta_4 \sin(\beta_2 - \beta_3) [\cos(\beta_2 - \beta_3) + \cos\beta_4] = 0.
\end{aligned} \right.
$$

1. H. Lorenz, *Dynamik der Kubelgetriebe*, p. 36.

Mais on a les relations

$$\sin \beta_2 \sin (\beta_3 - \beta_4) = \frac{1}{2} \cos [\beta_2 - \beta_3 + \beta_4] - \frac{1}{2} \cos [\beta_2 + \beta_3 - \beta_4]$$
$$\sin \beta_3 \sin (\beta_4 - \beta_2) = \frac{1}{2} \cos [\beta_3 - \beta_4 + \beta_2] - \frac{1}{2} \cos [\beta_3 + \beta_4 - \beta_2]$$
$$\sin \beta_4 \sin (\beta_2 - \beta_3) = \frac{1}{2} \cos [\beta_4 - \beta_2 + \beta_3] - \frac{1}{2} \cos [\beta_4 + \beta_2 - \beta_3],$$

ou bien

$$\sin \beta_2 \sin (\beta_3 - \beta_4) = \cos^2 \frac{\beta_2 - \beta_3 + \beta_4}{2} - \cos^2 \frac{\beta_2 + \beta_3 - \beta_4}{2} = \xi^2 - \eta^2.$$
$$\sin \beta_3 \sin (\beta_4 - \beta_2) = \cos^2 \frac{\beta_3 - \beta_4 + \beta_2}{2} - \cos^2 \frac{\beta_3 + \beta_4 - \beta_2}{2} = \eta^2 - \zeta^2.$$
$$\sin \beta_4 \sin (\beta_2 - \beta_3) = \cos^2 \frac{\beta_4 - \beta_2 + \beta_3}{2} - \cos^2 \frac{\beta_4 + \beta_2 - \beta_3}{2} = \zeta^2 - \xi^2.$$
$$\cos (\beta_3 - \beta_4) + \cos \beta_2 = 2 \cos \frac{\beta_3 - \beta_4 + \beta_2}{2} \cos \frac{\beta_3 - \beta_4 - \beta_2}{2} = 2\eta\xi.$$
$$\cos (\beta_4 - \beta_2) + \cos \beta_3 = 2 \cos \frac{\beta_4 - \beta_2 + \beta_3}{2} \cos \frac{\beta_4 - \beta_2 - \beta_3}{2} = 2\zeta\eta.$$
$$\cos (\beta_2 - \beta_3) + \cos \beta_4 = 2 \cos \frac{\beta_2 - \beta_3 + \beta_4}{2} \cos \frac{\beta_2 - \beta_3 - \beta_4}{2} = 2\xi\zeta.$$

En faisant ces transformations, l'équation (104) devient

$$(\xi^2 - \eta^2)\, \xi\eta + (\eta^2 - \zeta^2)\, \eta\zeta + (\zeta^2 - \xi^2)\, \zeta\xi = 0,$$

ou

(105) $$(\xi - \eta)(\eta - \zeta)(\zeta - \xi)(\xi + \eta + \zeta) = 0.$$

Or

$$\xi - \eta = 2 \sin \frac{\beta_2}{2} \sin \frac{\beta_3 - \beta_4}{2}$$
$$\eta - \zeta = 2 \sin \frac{\beta_3}{2} \sin \frac{\beta_4 - \beta_2}{2}$$
$$\zeta - \xi = 2 \sin \frac{\beta_4}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_3}{2}.$$

Deux des angles β_2, β_3, β_4 ne pouvant être égaux entre eux, ces différences ne sont pas nulles. L'équation (105) entraîne donc la suivante

(106) $$\xi + \eta + \zeta = 0.$$

Mais introduisons les angles des manivelles qui se suivent immédiatement dans le sens 1, 2, 3, 4, c'est-à-dire posons

$$\beta_2 = \alpha, \quad \beta_3 - \beta_2 = \beta, \quad \beta_4 - \beta_3 = \gamma, \quad \beta_4 = 2\pi - \delta \text{ (fig. 228)},$$

nous avons

$$(107) \quad \left\{ \begin{aligned} \xi &= \cos \frac{\alpha + \gamma}{2} \\ \eta &= \cos \frac{\alpha - \gamma}{2} \\ \zeta &= \cos \frac{\beta - \delta}{2}. \end{aligned} \right.$$

L'équation (106) devient alors en y substituant ces valeurs de ξ, η, ζ

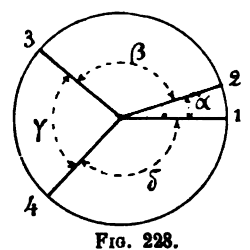


Fig. 228.

$$(108) \quad \cos \frac{\alpha + \gamma}{2} + \cos \frac{\alpha - \gamma}{2} = \cos \frac{\beta - \delta}{2}$$

ou

$$(109) \quad 2 \cos \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\gamma}{2} = \cos \frac{\beta - \delta}{2}.$$

On peut écrire aussi

$$(109 \textit{ bis}) \quad 2 \cos \frac{\beta}{2} \cos \frac{\delta}{2} = \cos \frac{\gamma - \alpha}{2}.$$

Supposons que l'on se donne les angles β *et* δ *opposés des manivelles.* On a les relations :

$$(110) \quad \alpha + \gamma = 2\pi - (\beta + \delta)$$

$$\cos \frac{1}{2}(\alpha + \gamma) = \cos \left[\pi - \frac{\beta + \delta}{2}\right] = -\cos \frac{\beta + \delta}{2},$$

et l'équation (108) donne

$$(111) \quad \cos \frac{\alpha - \gamma}{2} = \cos \frac{\beta - \delta}{2} + \cos \frac{\beta + \delta}{2} = 2 \cos \frac{\beta}{2} \cos \frac{\delta}{2}.$$

On a ainsi l'angle $\frac{\alpha - \gamma}{2}$ et, comme l'équation (110) permet

de calculer $\alpha + \gamma$, on connaît α et γ, c'est-à-dire les angles β_2, β_3, β_4 que font les différentes manivelles avec l'une d'elles.

Si l'on se donne *les angles adjacents*, α et β, par exemple, on a les relations

$$(112) \qquad \delta = 2\pi - [\alpha + \beta + \gamma]$$

$$\cos \frac{\beta - \delta}{2} = - \cos \left[\beta + \frac{\alpha + \gamma}{2}\right]$$
$$= - \cos \left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right) \cos \frac{\gamma}{2} + \sin \left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right) \sin \frac{\gamma}{2}.$$

L'équation (109) donne alors

$$2 \cos \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\gamma}{2} = - \cos \left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right) \cos \frac{\gamma}{2} + \sin \left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right) \sin \frac{\gamma}{2}$$
$$2 \cos \frac{\alpha}{2} = - \cos \left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right) + \sin \left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right) tg \frac{\gamma}{2},$$

$$(113) \qquad \tang \frac{\gamma}{2} = \frac{2 \cos \frac{\alpha}{2} + \cos \left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right)}{\sin \left(\beta + \frac{\alpha}{2}\right)}.$$

Cette équation donne γ et l'équation (112) fournit la valeur de δ.

Calculons maintenant les variables

$$m_2, \quad m_3, \quad m_4, \quad k_3, \quad k_4.$$

Les équations (95) et (96) donnent

$$(1 + m_2 \cos \beta_2)^2 = (m_3 \cos \beta_3 + m_4 \cos \beta_4)^2$$
$$m^2_2 \sin^2 \beta_2 = (m_3 \sin \beta_3 + m_4 \sin \beta_4)^2.$$

En développant et en ajoutant membre à membre, on trouve l'égalité

$$1 + 2m_2 \cos \beta_2 + m^2_2 = m^2_3 + m^2_4 + 2m_3\, m_4 \cos (\beta_3 - \beta_4).$$

En traitant de même les équations (99) et (100), on trouve :

$$1 + 2m_2 \cos 2\beta_2 + m^2_2 = m^2_3 + m^2_4 + 2m_3\, m_4 \cos 2\, (\beta_3 - \beta_4).$$

Retranchons ces équations membre à membre, il vient :

$$m_2(\cos\beta_2 - \cos 2\beta_2) = m_3 m_4 [\cos(\beta_3 - \beta_4) - \cos 2(\beta_3 - \beta_4)]$$

ou

$$m_2 \sin\frac{\beta_2}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_2 = m_3 m_4 \sin\frac{\beta_3 - \beta_4}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_3 - \beta_4). \tag{114}$$

On trouverait de même :

$$m_3 \sin\frac{\beta_3}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_3 = m_4 m_2 \sin\frac{\beta_4 - \beta_2}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_4 - \beta_2), \tag{115}$$

$$m_4 \sin\frac{\beta_4}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_4 = m_2 m_3 \sin\frac{\beta_2 - \beta_3}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_2 - \beta_3). \tag{116}$$

En multipliant membre à membre deux à deux les équations (114), (115) et (116), on trouve pour m_2, m_3, m_4 les valeurs

$$\left\{\begin{aligned} m_2^2 &= \frac{\sin\frac{\beta_3}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_3\sin\frac{\beta_4}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_4}{\sin\frac{\beta_4-\beta_2}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_4-\beta_2)\sin\frac{\beta_2-\beta_3}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_2-\beta_3)} \\ m_3^2 &= \frac{\sin\frac{\beta_4}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_4\sin\frac{\beta_2}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_2}{\sin\frac{\beta_2-\beta_3}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_2-\beta_3)\sin\frac{\beta_3-\beta_4}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_3-\beta_4)} \\ m_4^2 &= \frac{\sin\frac{\beta_2}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_2\sin\frac{\beta_3}{2}\sin\frac{3}{2}\beta_3}{\sin\frac{\beta_3-\beta_4}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_3-\beta_4)\sin\frac{\beta_4-\beta_2}{2}\sin\frac{3}{2}(\beta_4-\beta_2)}. \end{aligned}\right. \tag{117}$$

Enfin les équations (97) et (98) résolues par rapport à k_3 et k_4 donnent

$$\left\{\begin{aligned} k_3 &= \frac{a_3}{a_2} = -\frac{m_2}{m_3}\cdot\frac{\sin(\beta_4-\beta_2)}{\sin(\beta_4-\beta_3)} \\ k_4 &= \frac{a_4}{a_2} = \frac{m_2}{m_4}\cdot\frac{\sin(\beta_3-\beta_2)}{\sin(\beta_4-\beta_3)}. \end{aligned}\right. \tag{118}$$

Comme on le voit, les formules (107), (109), (117), (118) résolvent le problème de l'équilibrage des machines à quatre manivelles.

Solution symétrique de Schlick. — O. Schlick a proposé de disposer les quatres manivelles symétriquement par rapport à un diamètre comme le montre la figure 229. Puisque $\beta = \delta$, les formules (117) donnent

$$\beta_4 = 2\pi - (\beta_3 - \beta_2) \qquad m_2 = 1$$
$$m_3 = m_4 = m.$$

D'où, en portant ces valeurs dans l'une des équations précédentes élevées au carré, on trouve, puisque $\beta_2 = \alpha$ et $\beta_4 - \beta_3 = \gamma$,

$$2 + 2 \cos \alpha = 2m^2 + 2m^2 \cos \gamma,$$

ou

$$\cos \frac{\alpha}{2} = m \cos \frac{\gamma}{2}.$$

ou, en tenant compte de la relation (109),

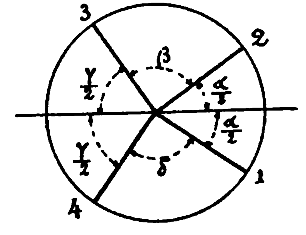


Fig. 229.

$$(119) \qquad 1 = 2m \cos^2 \frac{\gamma}{2}.$$

Enfin on trouve la relation

$$(120) \qquad a_2 = a_3 + a_4.$$

---

§ 6. — VIBRATIONS DES BATIS DES MACHINES ET DES CHASSIS D'AUTOMOBILES

1. Périodes des oscillations propres d'un système. — Les forces d'inertie que nous venons d'étudier au point de vue de l'équilibrage ne sont pas seulement nuisibles au point de vue des déformations qu'elles peuvent produire dans les organes des machines en mouvement. Le caractère périodique de leurs variations rend encore ces forces dangereuses pour les supports de ces machines par suite des vibrations de grande

amplitude qu'elles sont capables de leur communiquer. Nous nous proposons dans ce paragraphe d'étudier les lois qui régissent de telles vibrations.

Tout le monde sait qu'un homme et même un enfant peuvent, en tirant *en mesure* sur la corde, mettre en mouvement les plus grosses cloches d'église, dont le poids est si considérable que l'homme le plus fort, voulant les changer de place, ne pourrait les ébranler d'une manière appréciable, à moins d'espacer ses efforts à intervalles rythmés. La cloche oscille, comme un pendule, assez longtemps encore avant de revenir graduellement au repos, bien qu'elle soit abandonnée à elle-même et ne soit soumise à l'action d'aucune force susceptible d'entretenir le mouvement. Le mouvement diminue cependant peu à peu, parce qu'à chaque oscillation le frottement sur les axes et la résistance de l'air anéantissent une portion de l'impulsion primitive. Lorsque l'amplitude des oscillations ne dépasse pas une certaine limite, on sait que le temps mis par la cloche pour revenir à une même position est indépendant de cette amplitude ; on lui donne le nom de *période des oscillations propres de la cloche*.

2. Influence du caractère périodique des actions exercées sur un système. — Quand la cloche oscille de part et d'autre de sa position d'équilibre, le levier fixé à la partie supérieure de l'axe s'élève et s'abaisse avec la corde. Si, au moment où il descend, un enfant se suspend à l'extrémité inférieure de la corde, le poids de son corps agira sur la cloche de manière à accélérer le mouvement. Cette accélération pourra être très petite, mais elle suffit pour produire, dans l'amplitude des oscillations de la cloche, un accroissement correspondant qui se conserve encore quelque temps, jusqu'au moment où il est anéanti par le frottement et par la résistance de l'air. L'enfant, au contraire, se suspend-il à la corde à contre-temps, au moment où la cloche monte, le poids du corps agit en sens inverse et diminue l'amplitude. Maintenant supposons qu'à chaque oscillation l'enfant se

suspende à la corde pendant qu'elle descend et qu'il la laisse remonter librement ; il ne fera ainsi qu'accélérer chaque fois le mouvement de la cloche ; les oscillations deviendront peu à peu de plus en plus grandes jusqu'à ce que le mouvement imprimé par la cloche aux murs du clocher et à l'air extérieur, fasse équilibre à la force déployée par l'enfant à chaque oscillation.

Le résultat de cette expérience repose essentiellement sur ce que l'enfant n'exerce son effort qu'au moment où il peut accélérer le mouvement de la cloche. *Cet effort doit donc revenir périodiquement, par intervalles égaux à la période des oscillations propres de la cloche. Il importe peu que cet effort soit considérable ; un léger effort convenablement rythmé conduit au même résultat.* D'ailleurs, par un petit effort analogue se produisant à des intervalles de temps convenablement espacés, l'enfant aurait pu aussi bien et aussi vite réduire au repos le mouvement de la cloche, en tirant sur la corde au moment où elle monte, et en ajoutant par conséquent, à la masse soulevée, le poids de son corps. *Ainsi, nous le voyons, le caractère périodique du petit effort exercé par l'enfant, et ce caractère seul, est la cause soit du mouvement de grande amplitude imprimé à la cloche soit de l'arrêt de celle-ci quand elle sonne à toute volée.*

On peut, à chaque instant, réaliser l'expérience suivante qui est tout à fait analogue. Supposons un pendule, formé en suspendant, à l'extrémité inférieure d'un cordon, un corps pesant, un anneau par exemple. Prenons l'extrémité supérieure du cordon dans la main et imprimons à l'anneau un faible mouvement d'oscillation ; nous pouvons arriver peu à peu à obtenir des oscillations très appréciables en déplaçant très peu la main en sens inverse de l'anneau chaque fois que le pendule prend la position la plus écartée de la verticale. Ainsi, au moment où le pendule est le plus à droite, il faut porter la main un peu à gauche et *vice versa*. On peut aussi faire sortir le pendule de l'état de repos, en déplaçant un peu la main *en mesure, à des intervalles égaux à la période des oscillations*

propres du pendule[1]. Si on exécute les mouvements de la main à contre-temps, le pendule revient bientôt au repos.

Mais un point important sur lequel nous devons insister est que *nous n'avons pas besoin ici d'exécuter les mouvements de la main dans le même rythme que les oscillations du pendule.* Nous pouvons exécuter un seul mouvement de va-et-vient pour trois, cinq oscillations ou plus, et cependant déterminer un accroissement sensible dans le mouvement du corps. Par exemple, le pendule étant à droite, portons la main à gauche et arrêtons-nous jusqu'à ce qu'il ait été lui-même à gauche, puis à droite, puis encore à gauche; remettons la main dans sa position première, attendons que le pendule soit revenu à droite et ainsi de suite. Il y a donc trois oscillations du pendule pour un seul mouvement de va-et-vient de la main. Nous pouvons aussi, pour un seul mouvement de va-et-vient de la main, laisser faire au pendule cinq, sept oscillations ou plus. Enfin nous pouvons modifier un peu l'expérience en faisant un seul mouvement de la main pour deux, quatre, six oscillations et plus.

On voit donc qu'il nous est possible de déterminer de rapides mouvements du pendule par de très petits déplacements *périodiques* de la main, d'une période égale à une, deux, trois... fois la durée des oscillations propres du pendule. On donne à ces vibrations propres dont la durée est égale à deux, trois... fois la durée de l'oscillation la plus lente, le nom d'*harmoniques* de cette dernière qui reçoit plus particulièrement la dénomination d'*oscillation fondamentale*.

1. Les déplacements de la main peuvent être assez petits pour être presque imperceptibles, même à une attention soutenue ; c'est sur cette circonstance que repose l'emploi superstitieux de ce petit appareil connu sous le nom de baguette divinatoire. Si même l'observateur, sans songer à sa main, suit de l'œil les oscillations de l'anneau, la main accompagne l'œil et se déplace involontairement de part et d'autre de sa position initiale dans le même temps que le pendule, dès que celui-ci commence à osciller un peu. Ces mouvements involontaires de la main passent généralement inaperçus, à moins que l'expérimentateur n'ait l'habitude d'observer précisément ces influences insensibles. Ils peuvent augmenter et entretenir le mouvement et transformer tout déplacement fortuit du pendule en une série d'oscillations qui paraissent se produire d'elles-mêmes, sans l'intervention de l'observateur; aussi ont-elles été attribuées à la puissance de métaux et de sources cachées.

Une question se pose maintenant. *Étant donné un mouvement périodique déterminé de la main, est-il possible de savoir, s'il peut en résulter de fortes oscillations pour le pendule?*

3. Théorème de Fourier. — Cette réponse nous est donnée par un théorème remarquable dû à Fourier.

Prenons une petite masse matérielle animée d'un mouvement très petit suivant une droite. A l'instant t, elle n'occupe pas sa position d'équilibre. Si nous désignons par x_0 la distance de sa position d'équilibre à un point fixe O, elle occupe à l'instant t une position dont la distance du point fixe O est

$$x = x_0 + u = x_0 + \varphi(t).$$

Si la fonction $\varphi(t)$ est de la forme

$$\varphi(t) = a \sin 2\pi \left[\frac{t}{T} - \alpha\right].$$

on dit que la masse considérée est animée, suivant la droite considérée, d'un *mouvement vibratoire pendulaire de période* T. La constante a reçoit le nom d'*amplitude* de la vibration et la constante α le nom de *différence de phase*.

On peut, en l'appliquant à notre sujet, formuler de la manière suivante la loi mathématique de Fourier.

Toute vibration régulière et périodique peut être considérée comme la somme de vibrations pendulaires dont les durées sont une, deux, trois, quatre, etc... fois moins grandes que celle du mouvement donné.

Si

$$x = x_0 + \Phi(t)$$

représente une vibration régulière et périodique de période T s'effectuant suivant une droite, on peut écrire la relation

$$x = x_0 + A_1 \sin 2\pi \left[\frac{t}{T} - \alpha_1\right] + A_2 \sin 2\pi \left[\frac{t}{\frac{T}{2}} - \alpha_2\right]$$

$$+ A_3 \sin 2\pi \left[\frac{\frac{t}{T}}{3} - \alpha_3\right] + A_4 \sin 2\pi \left[\frac{\frac{t}{T}}{4} - \alpha_4\right]$$
$$+ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$

Les amplitudes $[A_1, A_2, A_3, A_4, \ldots]$ des vibrations simples composantes et les différences de phase $[\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \ldots]$ peuvent être déterminées dans chaque cas, ainsi que l'a montré Fourier, par des méthodes de calcul particulières qui ne comportent pas une exposition élémentaire. Il résulte de là que l'on peut énoncer la proposition suivante :

Un mouvement donné, régulier et périodique, ne peut être décomposé que d'une seule manière en un certain nombre de vibrations pendulaires.

Revenons maintenant à la question que nous avons posée plus haut. Si nous donnons à la main qui retient le pendule un mouvement régulier et périodique, pouvons-nous imprimer à ce pendule de fortes oscillations?

4. Proposition fondamentale de mécanique. — *Décomposons le mouvement périodique de la main en une somme d'oscillations simples pendulaires* en suivant la méthode indiquée par Fourier.

La mécanique nous fournit le théorème suivant dont nous avons vu plus haut une vérification expérimentale.

Si la période d'une des oscillations pendulaires simples dans lesquelles on a décomposé le mouvement périodique de la main est égale à la durée d'une des oscillations propres (oscillations fondamentales et harmoniques) du pendule, celui-ci exécute de fortes oscillations ; sinon, il est impossible, avec le mouvement donné de la main, d'imprimer au pendule de fortes oscillations.

Ainsi, dans les exemples précédents, on arrivait à imprimer au pendule de fortes oscillations en donnant à la main un mouvement périodique dont la période était égale à une, deux, trois... fois la période des oscillations fondamentales du pendule.

5. Application aux machines des principes précédents. — Les supports des machines sont en général des systèmes élastiques susceptibles de vibrer de diverses manières. Si une partie quelconque du système est écartée de sa position d'équilibre par l'action d'une force extérieure qui cesse immédiatement d'agir, le système, en revenant au repos, dépasse cette position d'équilibre et se met à osciller suivant une loi qui lui est propre. Si l'application de la force perturbante est répétée à des intervalles réguliers; en d'autres termes, si une force périodique agit sur le système, celui-ci est en général obligé de vibrer suivant une loi autre que celle qui lui est propre, la période de cette *vibration forcée* étant égale à la période de la force qui la produit. Cette période est en général différente de *l'une des périodes d'oscillation propre du système, c'est-à-dire de l'une des périodes des modes de vibration dont le système est susceptible quand il est écarté de sa position d'équilibre par une force extérieure, puis abandonné à lui-même, cette force cessant d'agir.*

S'il en est ainsi, le mouvement imprimé au système par la force périodique est très faible, même pour une très grande valeur de cette force; les vibrations forcées qui sont produites ne prennent pas une grande amplitude.

Si, au contraire, la période de la perturbation se trouve être égale à l'une des périodes des oscillations propres du système, les vibrations forcées prennent de grandes amplitudes, si petite que soit la grandeur de la force qui produit la perturbation.

Une machine non équilibrée soumet ses supports à des forces et à des couples périodiques qui les obligent à exécuter des vibrations forcées. Ces vibrations peuvent être de petite amplitude et avoir peu d'importance même quand la force et le couple agissants ont des valeurs considérables. Toutefois, si, parmi les oscillations propres du bâti, il y en a dont la période est rigoureusement, ou à peu près, égale à la période de rotation de la machine, l'amplitude de la vibration forcée devient considérable et prend des valeurs qui sont hors de proportion avec la grandeur de la force qui la produit. C'est ainsi que les

machines d'un secteur d'éclairage électrique, bien que fixées sur de larges blocs de béton, peuvent produire dans cette base des vibrations qui, transmises dans le voisinage de l'usine, peuvent devenir désagréables ou même dangereuses pour les immeubles avoisinants. La coque d'un steamer peut être soumise à des vibrations violentes susceptibles d'incommoder les passagers et de causer des avaries au navire. Une machine non équilibrée fixée au plancher d'un atelier peut produire des vibrations dans tout le bâtiment de l'usine malgré la petitesse de la force et du couple qui agissent sur le bâti à un instant donné. Une locomotive éprouve des oscillations violentes et dangereuses si l'une des périodes des couples de balancement autour des divers axes (couples de lacet, de galop, de roulis) coïncide avec la période de l'une des oscillations propres des cylindres sur les ressorts. Un wagon est animé d'oscillations très marquées si la vitesse du train est telle que l'intervalle de temps qui sépare deux chocs des éclisses à cornières est égal à la période de l'une des oscillations propres d'un ou de plusieurs ressorts du wagon chargé. Ces vibrations forcées qui reçoivent encore le nom de *trépidations* ont une importance beaucoup plus grande pour les châssis des automobiles que pour les bâtis des autres machines, en raison de ce fait que la masse du support, c'est-à-dire le corps du moteur et de la voiture n'a pas, par rapport aux masses en mouvement, une valeur très considérable ; la flexion des ressorts aggrave cet état de choses, et l'ensemble de ces trépidations devient fort préjudiciable à la conservation du mécanisme ainsi qu'au bien-être des voyageurs. On voit donc la nécessité qu'il y a d'avoir des *moteurs d'automobiles qui soient parfaitement équilibrés*. Il faut d'ailleurs remarquer que ces trépidations sont surtout sensibles quand le moteur est à l'arrêt ou sur une petite multiplication. Quand le moteur est sur la grande vitesse, les sinuosités de la route ont un régime essentiellement variable d'oscillations verticales qui, combiné au régime du mouvement trépidant, en détruit partiellement la puissance et la périodicité.

La question se pose maintenant de connaître quelles sont

pour un système donné, les périodes des oscillations propres de ce système? Si, en effet, on sait déterminer ces périodes, on connaît immédiatement quelles sont, parmi les forces périodiques capables de faire sortir le système de son état d'équilibre, celles qui sont susceptibles de donner à ce système des vibrations dont les amplitudes sont dangereuses pour sa conservation. Il devient alors possible d'éviter ces périodes dangereuses par une construction appropriée du système étudié, par exemple par une répartition convenable des masses à l'intérieur de ce système.

Malheureusement on ne peut connaître ces périodes d'oscillations propres que pour des systèmes très simples. Lorsqu'il s'agit d'un système aussi compliqué qu'un navire ou qu'une automobile, il est impossible de connaître à l'avance avant toute construction ces oscillations propres. Il est donc *a priori* impossible d'éliminer les trépidations si on n'a pas un moteur parfaitement équilibré : toutefois nous allons, à titre d'exemples, passer en revue quelques-uns de ces systèmes pour lesquels on sait déterminer les oscillations propres.

6. Oscillations propres d'un système élastique simple. — Considérons d'abord comme système élastique simple une masse M portée par une barre métallique dont la masse est très petite par rapport à M (*fig.* 230).

Écartons cette masse et cette barre de leur position d'équilibre, puis abandonnons-les à elles-mêmes. Négligeons le frottement de la barre sur ses supports et la résistance de l'air, et supposons que la distance y du centre de gravité de la masse M à sa position d'équilibre, ou l'amplitude du mouvement de la barre, soit petite. La force résistante qui ramène la barre à sa position d'équilibre peut alors être considérée comme proportionnelle à l'amplitude y; nous la représentons par

$$f = -a^2y,$$

a^2 étant une constante qui représente la force susceptible de

donner à la masse M un déplacement dont l'amplitude est égale à l'unité.

D'après le principe de d'Alembert, que nous avons énoncé au début de ce chapitre, il y a équilibre à chaque instant entre la force f et la force fictive d'inertie $-M\frac{d^2y}{dt^2}$, force dirigée dans

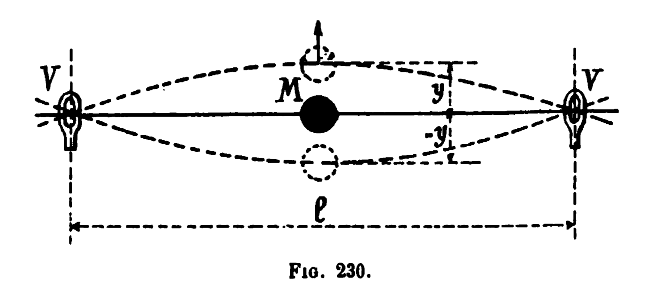


Fig. 230.

le sens y du déplacement de la masse M. On a donc pour les équations du mouvement :

$$-M\frac{d^2y}{dt^2} - a^2y = 0,$$

ou

$$M\frac{d^2y}{dt^2} + a^2y = 0. \tag{121}$$

L'intégrale de cette équation est

$$y = A \sin 2\pi\left(\frac{t}{T} - \alpha\right), \tag{122}$$

dans laquelle A et α sont des constantes déterminées par les conditions initiales.

Le mouvement *propre* de la masse M est donc une vibration pendulaire simple dont la période fondamentale d'oscillation propre est

$$T = \frac{2\pi}{a}\sqrt{M}.$$

7. Oscillations propres d'un système amorti. — Dans le mouvement de la masse M et de la barre qui la porte nous avons négligé le frottement de la barre sur ses supports et la résistance de l'air. Ces forces agissent pour ramener la barre et la masse M à sa position d'équilibre. Elles doivent donc être ajoutées à la force résistante

$$-a^2y.$$

Ces forces dues au frottement et à la résistance de l'air varient avec la vitesse du mouvement du système. Admettons

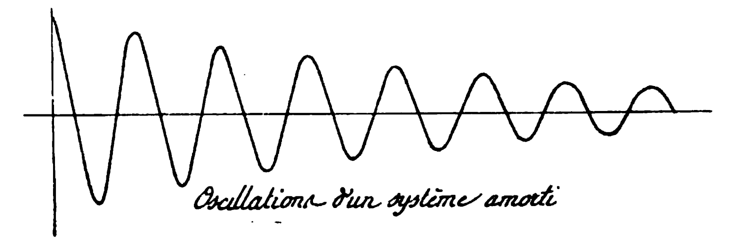


Fig. 231.

qu'elles soient proportionnelles à la vitesse $\frac{dy}{dt}$; nous pouvons les représenter par

$$-b^2\frac{dy}{dt}.$$

En écrivant que les forces $(-a^2y)$ et $(-b^2y)$ font équilibre à la force d'inertie $\left(-\mathrm{M}\frac{d^2y}{dt^2}\right)$, on trouve pour l'équation du mouvement

$$\mathrm{M}\frac{d^2y}{dt^2}+b^2\frac{dy}{dt}+a^2y=0. \tag{123}$$

L'intégrale générale de cette équation est

$$y=\mathrm{B}_e{}^{-\frac{bt}{2\mathrm{M}}}\sin\left[\frac{t}{\mathrm{M}}\sqrt{a^2\mathrm{M}-\frac{b^2}{4}}-\beta\right], \tag{124}$$

B et β étant des constantes déterminées par les conditions initiales.

On voit que si $\frac{b^2}{4}$ est plus petit que a^2M, le radical $\sqrt{a^2M - \frac{b^2}{4}}$ est réel et le mouvement représenté par l'équation (124) est un mouvement périodique, dont l'amplitude va en diminuant constamment, comme le montre la figure 231, qui représente ce que l'on appelle un *mouvement pendulaire amorti*.

8. Vibrations forcées d'un système soumis à l'action d'une force périodique. — Supposons maintenant que la masse M considérée jusqu'ici soit soumise non seulement aux forces résistantes que nous avons représentées par $(-a^2y)$ et par $\left(-b^2\frac{dy}{dt}\right)$ mais encore à une force accélératrice périodique

$$E \sin nt$$

agissant à chaque instant suivant la même droite que les forces qui tendent à éteindre les vibrations.

A chaque instant, il y a équilibre entre les forces $(-a^2y)$, $\left(-b^2\frac{dy}{dt}\right)$, E sin nt et la force fictive d'inertie $\left(-M\frac{d^2y}{dt^2}\right)$.

L'équation du mouvement est donc

$$-M\frac{d^2y}{dt^2} - a^2y - b^2\frac{dy}{dt} + E \sin nt = 0,$$

ou bien

$$M\frac{d^2y}{dt^2} + b^2\frac{dy}{dt} + a^2y = E \sin nt, \tag{125}$$

L'intégrale complète de cette équation est

$$y = \frac{E \sin \varepsilon}{b^2 n} \sin (nt - \varepsilon) + B_e{}^{-\frac{bt}{2M}} \sin \left[\frac{t}{M}\sqrt{a^2M - \frac{b^2}{4}} - \alpha\right] \tag{126}$$

ε étant donné par la formule

$$tg.\, \varepsilon = \frac{b^2 n}{a^2 - Mn^2}. \tag{127}$$

Le terme multiplié par B dans l'équation (126) n'exerce d'influence qu'au début du mouvement; à cause du facteur $e^{-\frac{bt}{2M}}$ il décroît de plus en plus quand le temps croît, de manière à disparaître définitivement.

Étudions les phénomènes qui se produisent à partir de cet instant. L'équation du mouvement de vibration durable est alors

$$(128) \qquad y = \frac{E \sin \varepsilon}{b^2 n} \sin (nt - \varepsilon).$$

La période τ de ce mouvement est

$$(129) \qquad \tau = \frac{2\pi}{n}.$$

Supposons que n soit donné par la formule

$$a^2 - Mn^2 = o,$$

ou :

$$(130) \qquad n = \frac{a}{\sqrt{M}}.$$

La période τ' du mouvement prend alors la valeur

$$(131) \qquad \tau' = \frac{2\pi}{n} \sqrt{M}.$$

De plus, l'équation (127) donne

$$(132) \qquad \text{tang } \varepsilon = \pm \infty$$

et si nous supposons que ε est compris entre π et 2π,

$$(133) \qquad \sin \varepsilon = -1 \qquad \cos \varepsilon = o.$$

Enfin l'équation (128) devient

$$(134) \qquad y = \frac{E}{b^2 n} \cos nt = \frac{E\sqrt{M}}{b^2 a} \cos \frac{a}{\sqrt{M}} t.$$

Cette formule nous montre immédiatement que si b^2 a une valeur très petite, y prend une très grande valeur. Mais si b^2 est très petit, le mouvement propre du système est celui d'un système soumis uniquement à la force $(-a^2y)$; la période T d'oscillation propre fondamentale d'un tel système a été trouvée égale à

$$\frac{2\pi}{a}\sqrt{M}.$$

Elle est donc égale à τ', et l'on a

$$T = \tau'.$$

Ainsi quand le coefficient b^2 du terme de viscosité et de frottement est suffisamment petit et que la période de la force périodique perturbante est égale à la période d'oscillation propre du système, la masse M *prend un mouvement vibratoire dont l'amplitude va en augmentant indéfiniment.*

Il existe un certain nombre d'autres systèmes pour lesquels on peut déterminer les sons propres, mais leur étude sortirait du cadre de ces leçons ; il suffit que nous ayons indiqué l'origine et l'importance de certaines vibrations des bâtis qui supportent les machines ainsi que quelques-uns des moyens d'y porter remède.

CONCLUSION

Nous venons d'étudier les conditions du fonctionnement de tous les organes d'un moteur d'automobiles. Nous ne pouvons. en terminant, donner une idée plus nette de l'état de perfection auquel est arrivée la construction de ce moteur qu'en indiquant les admirables performances qu'il a permis de réaliser dans les courses depuis quelques mois.

Si nous considérons la puissance du moteur de voiture de courses, nous la voyons croître rapidement depuis quelques années. Alors qu'en 1894 en 1895, on a des moteurs de 4 chevaux sur les voitures qui ont fait Paris-Rouen et Paris-Bordeaux, on voit cette puissance passer :

En 1896	dans	Paris-Marseille ..	à	6 chevaux
En 1898	—	Paris-Amsterdam	à	12 —
En 1899	—	Paris-Bordeaux..	à	16 —
En 1901	—	Paris-Berlin.....	à	30 —
En 1902	—	Paris-Vienne....	à	40 —
En 1903	—	Paris-Madrid.....	à	60 et même à 100 chevaux

C'est le moteur Gobron-Brillié, de 100 chevaux à quatre cylindres (huit pistons équilibrés) dont l'alésage est de $0^{m},130$, la course de $0^{m},210$ et dans lequel la compression atteint 12 kilogrammes, qui possède actuellement le plus petit poids par cheval, soit $3^{kg},6$ par rapport au poids du moteur ou 10 kilogrammes par rapport à celui de la voiture. Nous sommes loin des 250 kilogrammes par cheval que pesaient les voitures engagées en 1894 dans Paris-Rouen ou des 185 kilogrammes

qu'elles pesaient dans la fameuse course de 1895 entre Paris et Bordeaux. C'est à ce moteur construit avec un soin tout particulier que la maison Gobron-Brillié doit d'avoir battu depuis quelques mois tous les records pour les voitures de 650 à 1.000 kilogrammes, comme le montre le tableau suivant[1].

1. *L'Auto*, mardi 17 novembre 1903.

LES RECORDS DE VITESSE (17 novembre 1903).

CATÉGORIE	POIDS A VIDE	PLACES	MARQUE	CONDUCTEUR	TEMPS	VITESSE à L'HEURE
	I. — EN PALIER					
	Le kilomètre lancé				secondes	kilom. mèt.
Motocyclettes	Moins de 50 kilos	1	Griffon	Lamberjack	34	105 882
Motocycles	50 à 250 kilos	1	Buchet	Rigal	32 3/5	110 429
Voiturettes	250 à 400 kilos	1	Darracq	Villemain	33	109 091
Voitures légères	400 à 650 kilos	2	Darracq	Baras	29 2/5	122 449
Voitures	650 à 1.000 kilos	2	Gobron-Brillié	Duray	26 2/5	136 363
	Le mille arrêté				min. sec.	
Motocyclettes	Moins de 50 kilos	1	Griffon	Lamberjack	1 13 2/5	78 931
Motocycles	50 à 250 kilos	1	Clément	Sauvenière	1 8 1/5	84 949
Voiturettes	250 à 400 kilos	1	Darracq	Villemain	1 21 4/5	70 825
Voitures légères	400 à 650 kilos	2	Darracq	Baras	1 3 3/5	91 093
Voitures	650 à 1.000 kilos	2	Gobron-Brillié	Rigolly	58 4/5	98 530

CATÉGORIE	POIDS A VIDE	PLACES	MARQUE	CONDUCTEUR	TEMPS	VITESSE à L'HEURE
	II. — EN COTE					
	1. — *Kilomètre arrêté* (*Château-Thierry*)				secondes	
Motocyclettes..................	Moins de 50 kilos	1	Griffon	Lamberjack	55 3/5	64 748
Motocycles....................	50 à 250 kilos	1	Clément	M. Fournier	55 3/5	64 748
Voiturettes....................	250 à 400 kilos	1	Darracq	Wagner	50 4/5	70 866
Voitures légères..............	400 à 650 kilos	2	Richard-Brasier	Denjean	50 1/5	71 713
Voitures......................	650 à 1.000 kilos	2	Gobron-Brillié	Rigolly	45 1/5	79 646
	2. — *Kilomètre lancé* (*Gaillon*)					
Motocyclettes..................	Moins de 50 kilos	1	Griffon	Demester	41	87 804
			Carreau	Carreau	41	87 804
Voiturettes....................	250 à 400 kilos	1	Darracq	Wagner	40	90
Voitures légères..............	400 à 650 kilos	2	Bayard	Hanriot	38	94 736
Voitures......................	650 à 1.000 kilos	2	Gobron-Brillié	Rigolly	33 3/5	107 742

Ces grandes vitesses ne peuvent être obtenues même avec un moteur de construction spéciale, que si on transforme la forme de la voiture de manière à diminuer la résistance de l'air. Tant qu'une automobile ne marche qu'à la vitesse de 40 ou 50 kilomètres à l'heure, cette résistance de l'air peut être considérée comme n'ayant pas une grande influence sur la marche de la voiture. Considérons en effet une voiture qui est animée d'une vitesse horaire de 58 kilomètres et qui porte à l'avant une surface verticale d'un mètre carré directement appuyée au vent; la puissance absorbée par le déplacement d'une telle surface est légèrement supérieure à 3 chevaux. Mais si la vitesse de l'automobile est de 120 kilomètres à l'heure, cette puissance absorbée passe de 3 à 41,4 chevaux; elle devient près de 14 fois plus grande.

On a d'abord cherché à diminuer la résistance opposée par l'air au mouvement de la voiture en munissant l'avant d'une sorte d'éperon. Mais cet artifice du coupe-vent est insuffisant si l'on ne prend pas soin de supprimer sur les flancs de cette voiture tous les organes susceptibles d'entraîner l'air. On sait que les yachts de course sont, quelques jours avant les épreuves, soigneusement grattés et repeints de manière à ne présenter à l'eau qu'une surface bien unie et parfaitement exempte d'aspérités. Il en est ainsi dans l'air; c'est cette pratique usitée dans la construction des navires rapides qui a conduit à l'emploi des formes fuyantes dans les automobiles. Cette forme apparaît pour la première fois en 1899 dans le fameux duel de vitesse entre MM. de Chasseloup-Laubat et Jenatzy. La voiture de M. de Chasseloup avait deux coupe-vent l'un à l'avant et l'autre à l'arrière ; Jenatzy riposta par sa *Jamais-Contente*, sorte de cigare parfait et bas qui, la première, dépassa, grâce à ce dispositif, les 100 kilomètres à l'heure.

En effet, bien qu'à première vue une telle proposition puisse paraître paradoxale, le coupe-vent à l'arrière est souvent plus utile qu'à l'avant. La conformation même des animaux aquatiques, dont la tête est obtuse et la queue effilée, montre combien cette disposition est favorable au mouvement d'un solide

dans un fluide. En immergeant dans l'eau des solides dont l'une des extrémités est obtuse et l'autre effilée, on peut voir qu'il y a grand avantage à ce que la grosse extrémité se présente la première ; il y a, de cette façon, beaucoup moins de remous à l'arrière. Les ingénieurs des constructions navales connaissent cette propriété : le croiseur *le Kléber*, construit récemment à Bordeaux présente un arrière tellement effilé qu'on peut à peine le distinguer de l'avant.

Il en est de même quand on opère dans l'air; M. Marey a montré par la chronophotographie qu'avec la grosse extrémité tournée en avant, les corps laissent derrière eux un sillage de remous moins large et, de ce fait, éprouvent beaucoup moins de résistance de la part du fluide dans lequel ils se meuvent.

C'est là l'origine des formes actuelles des automobiles de course. Elles présentent toutes à l'avant et à l'arrière deux coffrets formants éperons ; dans le coffret avant se trouve le moteur; celui d'arrière est consacré aux outils et aux pièces de rechange que doit emporter tout conducteur de voiture de courses exposé, en pleine route, à faire si souvent œuvre de mécanicien.

Mais la forme la plus logique et la mieux étudiée au point de vue de la diminution de la résistance de l'air est celle du torpilleur Serpollet, dont la carrosserie ressemble beaucoup comme forme à un canot à quille droite retourné et fixé sur le châssis de la voiture. L'avant vertical est mince et disposé en brise-lames, puis les flancs s'écartent progressivement de l'axe de la voiture à mesure qu'ils se trouvent plus près du milieu de l'empattement pour s'en rapprocher ensuite et donner à l'arrière de la carrosserie une forme mince identique à celle de l'avant[1]. C'est avec cet engin que M. Serpollet a gagné, au mois d'avril dernier, la coupe Henri Rothschild, en parcourant le kilomètre lancé, 600 mètres de lancée) à une vitesse de 123^{km},3 à l'heure.

1. Cette forme a été adoptée récemment dans Paris-Bordeaux par les Maisons Mors et Diétrich, dont quelques voitures ont marché aux plus grandes vitesses actuellement réalisées sur une route.

Enfin cette chasse aux records de vitesse a conduit les constructeurs à essayer les deux perfectionnements suivants. Le premier a été indiqué, mis en œuvre pour la première fois par M. de Chasseloup-Laubat et réalisé dans une voiture Decauville destinée à la course Paris-Madrid. On sait que, lorsqu'un véhicule marche à une très grande vitesse, il se produit entre le sol et lui des tourbillons qui, non seulement provoquent le soulèvement de nuages de poussière, mais encore *plaquent* la voiture sur le sol, suivant l'expression consacrée.

On diminue beaucoup la résistance due à ce laminage de l'air en enfermant les casiers du moteur, le volant, le changement de vitesse, le différentiel, etc., dans un capot ayant encore l'apparence d'un canot, non plus retourné, mais droit sur sa quille et formant un solide pisciforme avec le capot supérieur. La voiture Decauville (type Paris-Madrid) présente un dispositif de ce genre. Son châssis mérite qu'on le baptise du nom de *Blindé;* en effet, à l'avant, entre les deux longerons et entre la traverse médiane, on a placé une plaque en tôle emboutie formant cuvette, dans les dépressions de laquelle viennent se loger le moteur et les changements de vitesse. Cette tôle, qui ne pèse que 16 kilogrammes, dispense d'employer toutes les traverses destinées à supporter le moteur et supprime cette résistance due aux tourbillons dont nous venons de parler.

Le deuxième perfectionnement ayant également pour but de supprimer ces remous retardateurs est dû à M. Serpollet. Il a supprimé les rais des roues pour les remplacer par un disque plein en tôle. Les roues pleines présentent, en outre, l'avantage de former un tout solidaire ; en cas de choc violent, elles peuvent être voilées ou tordues, mais elles ne se brisent pas et permettent de ne pas abandonner le véhicule sur la route.

OUVRAGES CONSULTÉS

Aucamus et Galine, *Tramways et Automobiles* (Paris, Dunod, 1900).

Baudry de Saunier, *l'Automobile théorique et pratique chez l'auteur*, rue Lauriston, 108, Paris).

Baudry de Saunier, *les Recettes du chauffeur* (Paris, Dunod).

— *Éléments d'automobile* (Paris, Dunod).

Worby Beaumont, *Motor Vehicles and Motors* (2e édition, Westminster, Archibald Constable and Co limited).

Bochet, *les Automobiles à pétrole* (Paris, Dunod).

Dalby, *The Balancing of Engines* (London, Edward Arnold, 1902).

Farman, *Manuel pratique du constructeur d'automobiles à pétrole* (Paris, Bernard-Tignol).

H. Farman, *l'Automobile.*

Forestier, *les Automobiles à l'Exposition.*

Gobiet, *les Moteurs à pétrole* (Paris-Dunod).

H. D'Haruège, *Moteurs à pétrole et Automobiles.*

Hiscox, *Horseless Vehicles* (London, Sampson, Lowand-Marston, 1900).

Knap, *Guide de conduite, réglage et entretien des motocyclettes* (Paris, Desforges, 1903).

Knap, *les Secrets de fabrication des moteurs à essence* (chez l'auteur, à Troyes, Aube).

Lavergne, *Manuel théorique et pratique de l'automobile sur route* (Paris, Ch. Béranger, 1900).

Lorenz, *Dynamik der Kurbelgetriebe* (Leipzig, Teubner, 1901).

Marchesi, *l'Automobile* (Torino, Lattes, 1902).

Mauni (de), *les Bandages pneumatiques et la Résistance au roulement* (Paris, Dunod).

Moreau, *les Moteurs à explosion* (Paris, Ch. Béranger, 1900).

— *Théorie des moteurs à gaz* (Paris, Ch. Béranger, 1902).

Piazzoli, *Installations d'éclairage électrique* (Paris, Ch. Béranger, 1902).

W. Vogel, *Schule des Automobil-Fahrers* (Berlin, G. Schmidt, 1902).

Witz, *Traité théorique et pratique des moteurs à gaz*, t. III (Paris, Bernard, 1899).

Ringelmann, *les Moteurs thermiques* (Paris, Dunod).

Rapports présentés au Congrès International d'Automobilisme du 9 au 16 juillet 1900 (Paris, Hemmerlé 1903).

Rapports présentés au Congrès des Applications de l'Alcool dénaturé du 16 *au* 23 *décembre* 1902 (Paris, Automobile-Club de France, 1903).

Revues spéciales d'Automobile :

La Locomotion et la Vie Automobile (Paris, Dunod);

Les Petites Annales illustrées du cycle et de l'automobile;

La Locomotion automobile;

Die Gasmotorentechnik. Monatsschau über die Fortschritte auf dem Gebiete der Verbrenmungsmotoren für stationäre, Automobil-und Schiffahrtsswecke.

TABLE DES CHAPITRES

———

TABLE ALPHABÉTIQUE DES PRINCIPAUX NOMS CITÉS

TABLE ALPHABÉTIQUE

DES ORGANES D'UN MOTEUR A ESSENCE POUR AUTOMOBILES

SUPPLÉMENT A LA PREMIÈRE ÉDITION

SUR QUELQUES PERFECTIONNEMENTS

APPORTÉS EN 1904

AU MOTEUR A ESSENCE POUR AUTOMOBILES

§ 1. — LE DÉVELOPPEMENT DE L'INDUSTRIE AUTOMOBILE

Dans la première édition de cet ouvrage, nous avons montré le merveilleux essor pris par l'Industrie Automobile dans ces dernières années. Loin de se ralentir, le progrès ne fait que s'accentuer : non seulement le nombre des voitures automobiles augmente de jour en jour, mais la navigation au moyen des canots mus par des moteurs à essence prend, depuis l'année dernière, un développement remarquable. Nous nous proposons, dans le complément à notre première édition, d'indiquer ces progrès rapides et de marquer l'état actuel de la construction du moteur d'automobiles.

1. Organisation nouvelle des courses de vitesse. — Après les nombreux accidents qui se sont produits dans la première étape (Paris-Bordeaux) de la course Paris-Madrid, on a complètement renoncé à ce genre d'épreuves sur des routes fréquentées et traversant des centres importants. Sans adopter l'idée d'un autodrome, les organisateurs des courses se sont appliqués à trouver dans des régions peu fréquentées des parcours faciles à isoler. A ce point de vue les dispositions adop-

tées en Irlande pour la coupe Gordon-Bennett de 1903 et au Taunus pour celle de 1904 constituent un modèle à suivre pour l'organisation de ce genre de courses. Les épreuves à grande vitesse sur routes sont donc toujours en honneur; mais, grâce aux précautions prises, elles peuvent se dérouler sans danger soit pour les spectateurs soit même pour les coureurs.

Le nombre de ces réunions de courses augmente tous les ans; toutefois certaines d'entre elles tendent à devenir en quelque sorte classiques.

2. Les épreuves du mille et du kilomètre à Nice et à Monaco. — Ce sont d'abord les épreuves du mille et du kilomètre à Nice et à Monaco, épreuves déjà rendues célèbres par les perfomances établies par Serpollet avec ses voitures en forme de torpilleur. Cette année les vitesses obtenues dépassent de beaucoup celles qui ont été réalisées jusqu'ici. Rigolly, avec sa Gobron-Brillié mue par un moteur à explosion de 100 chevaux, établit les records suivants :

Deuxième Coupe Henri de Rothschild : 1 kilomètre avec lancée de 600 *mètres*
Parcours en 24 secondes, soit 150 kilomètres à l'heure.

Course du Mille (1609 mètres) *départ arrêté :*
Parcours en 53 secondes 3/5, soit 140 km, 625 à l'heure.

Troisième Coupe Henri de Rothschild : 1 kilomètre avec lancée de 600 *mètres.*
Parcours en 23 secondes 3/5, soit 152 km,542 à l'heure.

Une Gobron-Brillié du même type (100 chevaux), conduite par Duray, gagne la *Coupe de Caters* [1] (500 *mètres sur une côte de* 10 0/0, *départ arrêté*) en 26 secondes, soit 69 km,23 à l'heure.

3. La Coupe Gordon-Bennett. — Ces courses, qui montrent quelle vitesse une voiture automobile peut atteindre,

1. La coupe de Caters fut fondée par ce sportsman belge en 1901. Elle été courue en 1901 et 1902 à Nice sur la route du Pin (1 kilomètre avec lancée à 600 mètres : déclivité de 10 0/0). En 1903, elle s'est effectuée à Laffrey sur la même distance et dans les mêmes conditions. En 1904, elle ne se court que sur 500 mètres avec départ arrêté. Elle a été gagnée en 1902 par Serpollet; en 1903, par Rigolly, sur Gobron-Brillié; en 1904, par Duray, sur Gobron-Brillié.

ne sont pas très probantes au point de vue des perfectionnements à apporter à la voiture de tourisme destinée à parcourir de grandes distances.

La Coupe Gordon-Bennett, instituée il y a quelques années, permet aux constructeurs de mieux juger le mode de construction et les qualités d'endurance d'une voiture. Elle doit s'effectuer sur un parcours de 550 kilomètres et son règlement stipule que la moindre pièce de la voiture admise à cette course doit être fabriquée dans les usines du pays qui engage cette voiture : cependant on en excepte la nationalité des matières premières des fers doux de magnéto (en général d'origine suédois) et des toiles de pneus (en général d'origine belge.)

Les trois premières années de la Coupe Gordon-Bennet sont peu brillantes : pendant qu'elle reste en notre possession dans les Salons de l'Automobile-Club de France, on ne semble pas y attacher grande importance ; il paraît impossible que ce trophée ne soit pas l'apanage de l'industrie française. Aussi la déception est-elle grande lorsque la Coupe sort de France et sa perte donne plus de regrets que sa possession n'avait procuré de joies. Au début de la grande épreuve Paris-Vienne, en 1902, René de Knyff semble déjà, après sa superbe randonnée Paris-Belfort, être le vainqueur de la Coupe ; mais, à la dernière étape, de Knyff tombe en panne et *S. F. Edge* s'assure la victoire et emporte la Coupe en Angleterre. En 1903, la Coupe est courue en Irlande sur un parcours spécial et gagnée par le coureur belge *Jenatzy* montant une voiture allemande Mercédès. Ces deux échecs stimulent nos constructeurs qui décident que tout sera mis en œuvre pour essayer de regagner la Coupe. Le succès couronne leurs efforts et, en 1904, *Théry*, sur une voiture *G. Richard-Brasier*, parcourt les 550 kilomètres du circuit allemand du Taunus en $5^h\ 50^m$ 3 secondes, ce qui fait une moyenne de $94^{km},3$ à l'heure ; ce parcours est d'ailleurs effectué avec une régularité qui émerveille tous les spectateurs.

4. Le circuit des Ardennes belges. — *Le circuit des Ardennes belges* est également une épreuve qui permet de juger

la construction d'une voiture au point de vue de la solidité et du bon fonctionnement.

La première course a lieu le 31 juillet 1902 sur l'itinéraire Bastogne, Longlier, Habay-La-Neuve, Martelange et Bastogne. Les organisateurs ont le tort de faire courir, en même temps que les voitures de course, une catégorie réservée aux voitures de tourisme. De ce fait, plusieurs coureurs sont mis hors de course ou culbutent en doublant des touristes. La course revient cette année-là à *Jarrott* qui, montant une Panhard-Levassor, couvre les 512 kilomètres du parcours en 5h 53 minutes.

En 1903, les organisateurs suppriment la catégorie touriste et, pour réduire autant que possible les chances d'accidents, décident de scinder la course en deux journées : la première réservée aux grosses voitures et aux voitures légères, la seconde aux voiturettes et aux motocyclettes. La première catégorie de véhicules accomplit le même parcours que l'année précédente et l'épreuve revient à *M. Pierre de Crawhez* (*Panhard et Levassor*) qui couvre les 512 kilomètres en 5h 52 minutes. Les voiturettes et motocyclettes inaugurent un nouvel itinéraire et le départ leur est donné à Arlon.

En 1904, dans le but d'éviter le mauvais virage de Longlier, l'itinéraire des grosses voitures est modifié et passe par Champlon et Recogne[1]. La première journée est réservée aux motocyclettes, motocycles et voiturettes au-dessous de 450 kilogrammes. Le programme de cette épreuve comporte un parcours de 48 kilomètres que les concurrents sont tenus de parcourir cinq fois, soit en tout 240 kilomètres sans aucune neutralisation. Les résultats obtenus sont très satisfaisants : une motocyclette *Minerva* (montée par *Kuhling*), de moins de 50 kilogrammes, effectue le parcours en 3h 46m 47 secondes, soit une moyenne de 63km,5 à l'heure. La seconde journée est réservée aux grosses voitures et aux voitures légères ; elle est encore gagnée par la maison Panhard-Levassor.

1. Voir la carte du parcours, *Vie Automobile*, n° 148, 30 juillet 1904.

5. La course de côte du Ventoux. — On a longtemps reproché à nos constructeurs d'établir des voitures faites pour les parcours peu accidentés et de trop laisser de côté la voiture de montagne capable de franchir des rampes très dures à une allure raisonnable. Les divers concours de côte de Laffrey organisés par l'Automobile-Club Dauphinois et surtout l'*épreuve de côte du mont Ventoux* montrent que le reproche n'est plus justifié. Le parcours de cette dernière course est particulièrement pénible : l'altitude passe de 296 mètres à 1.895 soit une élévation de 1.600 mètres sur un parcours de 21 kilomètres, ce qui donne une moyenne de 8 0/0. La route est d'ailleurs assez irrégulière comme pourcentage; facile au début, elle devient de plus en plus dure pour se terminer par un véritable raidillon. On peut répartir ainsi le pourcentage des kilomètres du parcours : 4 kilomètres à 6 0/0, 10 kilomètres à 9,04 0/0, 6 kilomètres à 9,06 0/0, 1 kilomètre qui commence à 10,2 0/0 pour se terminer par du 13 0/0.

La première année (1902) la course de côte du Ventoux est gagnée par *Paul Chandrard sur sa* 70 *chevaux Paris-Vienne* en 27^{m}37 secondes soit une moyenne de 48 kilomètres à l'heure. En 1903, *Danjean*, sur voiture *légère Richard-Brasier*, gagne la course en 25^{m}25 secondes, soit une moyenne de 51 kilomètres à l'heure.

En octobre 1903, *Rougier, sur une voiture Turcat-Méry* du type Paris-Madrid monte la côte en 24^{m}50 secondes, soit une moyenne de 52^{km},2 à l'heure. Enfin, en 1904, la course du Ventoux devient à la fois un Concours de vitesse et un concours de tourisme. Le meilleur temps de la catégorie tourisme est fait par *Ollion, sur voiture Rochet-Schneider*, qui fait le parcours à une vitesse moyenne de 41 kilomètres à l'heure. Le Concours de vitesse donne des résultats surprenants : *Rougier, sur une voiture Turcat-Méry*, escalade la côte en 21^{m}12^{s}3/5, c'est-à-dire avec une vitesse moyenne de 61 kilomètres à l'heure. Les motocyclettes ne restent pas en arrière et l'une d'elles du type *Griffon* gagne la course en 32^{m}20^{s} 1/5, c'est-à-dire avec une vitesse moyenne de 40 kilomètres à l'heure.

6. La course de côte de Gaillon. — Nous avons vu plus haut Rigolly réaliser en palier des vitesses de 150 kilomètres à l'heure ; le même chauffeur montant un grosse voiture Gobron-Brillié établit, en 1904, avec *Baras* sur une voiture légère Darracq, le record du monde de la côte en faisant à Gaillon, sur une côte de 10 0/0, le kilomètre (lancée de 600 mètres) en 29 secondes, c'est-à-dire avec une vitesse de 124 kilomètres à l'heure. Les résultats obtenus chaque année dans cette réunion, montrent d'ailleurs d'une manière saisissante les progrès croissants de la vitesse des automobiles.

La vitesse moyenne réalisée est

En 1899	20	km.	à l'heure
— 1900	42	—	—
— 1901	57	—	—
— 1902	100	—	—
— 1903	109	—	—
— 1904	124	—	—

7. Vitesse réalisée par une motocyclette sur la route de Dourdan. — Ces vitesses supérieures à 100 kilomètres à l'heure ne sont plus l'apanage des grosses voitures ou des voitures légères ; le 3 octobre 1904, *Lanfranchi*, montant une motocyclette *Peugeot* à deux cylindres, réalise sur la route spéciale de Dourdan la vitesse effrayante pour un pareil engin de 123 kilomètres à l'heure.

8. Les courses comprennent toujours maintenant une catégorie de voitures de tourisme. — Jusqu'en 1904 les courses de côte de Château-Thierry et de Gaillon étaient réservées aux véhicules de course ; l'ensemble des résultats de ces deux courses servait à établir le championnat de la côte. L'idée de faire une place de plus en plus grande aux véritables voitures de tourisme s'est beaucoup répandue cette année ; c'est là une tendance qui ne peut conduire qu'à d'excellents résultats, à la condition toutefois d'éviter les truquages et de n'accepter que les voitures à réclamer. De telles voitures

de tourisme de 12.000 à 15.000 francs ont pu à Gaillon gravir la côte de 10 0/0 à des allures variant de 30 à 38 kilomètres à l'heure.

9. Concours de voitures de tourisme. Coupe Rochet-Schneider. — Les courses de vitesse permettent aux constructeurs de se rendre compte de la valeur pratique des divers perfectionnements introduits dans leurs voitures. Mais il existe, depuis peu de temps, une autre catégorie d'épreuves qui présente un plus grand intérêt pour le public; ce sont celles qui sont destinées à faire ressortir l'endurance et la régularité de la marche des voitures automobiles de tourisme, leur maniabilité et leur aptitude à gravir les côtes. Ce genre d'épreuves dans lequel on fait entrer en ligne de compte tous les facteurs importants pour une voiture de tourisme a été institué, croyons-nous, par l'Automobile-Club de Touraine; il tend à se répandre de plus en plus, et en 1904 l'Automobile-Club du Rhône établit le règlement d'une course analogue dénommée course de la *Coupe Rochet-Schneider*. Le classement de ce concours est établi en évaluant le nombre de points obtenus[1] :

1° D'après la *régularité*, c'est-à-dire l'absence d'arrêts provenant du fait de la voiture et de ses organes; cette qualité étant primordiale dans les automobiles est celle à laquelle il est accordé le plus grand coefficient;

2° D'après la *consommation d'essence;*

3° D'après la *consommation d'eau*, le maximum étant attribué à la voiture ayant fait tout le parcours sans prendre de l'eau;

4° D'après la *vitesse en côtes*, le maximum étant attribué à la vitesse de 30 kilomètres;

5° D'après la *vitesse moyenne;* le maximum étant attribué à la vitesse de 30 kilomètres;

6° D'après le *prix du châssis ;* le maximum étant attribué à la ou aux voitures dont le prix du châssis est le moins élevé.

1. Le règlement détaillé et le classement du concours avec les points obtenus par les diverses voitures se trouvent dans le numéro 142 (18 juin 1904) de *la Vie Automobile*.

Ce concours véritablement pratique a lieu, le 4 juin 1904, sur un parcours de 340 kilomètres, comprenant en particulier deux côtes d'une longueur totale de $7^{km},267$ avec une moyenne de 15 0/0 et de 22 0/0 dans les tournants.

10. Camions automobiles. — Conditions qu'ils doivent remplir pour entrer dans la pratique de l'industrie. — La question de l'application de l'automobile aux transports industriels est encore à ses débuts. Pour entrer dans la pratique de l'industrie les camions automobiles doivent remplir un certain nombre de conditions[1].

I. Le moteur ainsi que tous les appareils mécaniques d'un camion doivent être robustes et solides. Ils doivent, en effet, pouvoir être mis dans les mains d'un manœuvre.

Le moteur ne doit pas avoir un volant trop lourd pour ne pas pouvoir être aisément calé; cependant, le volant doit avoir des dimensions plus considérables que ceux des voitures ordinaires pour être apte à un coup de collier. Les dimensions de ce volant nécessitent dès lors un embrayage très solide, afin de pouvoir résister.

Le moteur doit être mis à l'abri des trépidations de la route au moyen d'une bonne suspension. Les réparations doivent d'ailleurs pouvoir se faire aisément, c'est-à-dire que le moteur doit être facilement accessible.

II. Il faut réduire autant que possible le poids du châssis afin de réduire le poids mort transporté et de ne pas avoir des camions trop lourds susceptibles de détériorer les routes et les roues du véhicule.

En général le poids utile doit être à peu près égal au poids mort, la somme du poids utile et du poids mort ne dépassant pas cinq tonnes.

Ainsi, la maison *Bardon* construit deux sortes de camions.

Camion Bardon (6 chevaux) (voiture de livraison du commerce) :

Poids mort..	1.200 kilogr.	Vitesse maxima : 16 kilom. à l'heure.
Poids utile..	1.200 —	

1. L. Baudry de Saunier, *la Vie Automobile*, n°s 121, 122 (23 et 30 janvier 1904).

Camion Bardon (8 chevaux) (voiture de camionnage) :

Poids mort..	1.500 kilogr.	Vitesse maxima 10 à 12 kilom. à l'heure.
Poids utile..	2.500 —	

La maison *de Dion-Bouton* fabrique :

a) Des véhicules à vapeur de 35 chevaux ;

b) Trois types de châssis dont les puissances de moteur respectives sont :

10, 12, 15 chevaux (Moteurs à 2 cylindres).

Voici quelques-unes des caractéristiques de ces camions.

Camion 10 chevaux :

Poids mort..	1.600 kilogr.	Vitesse maxima : 18 kilom. à l heure.
Poids utile..	1.500 —	

Camion 12 chevaux :

Poids mort..	1.700 kilogr.	Vitesse maxima : 12 kilom. à l'heure.
Poids utile..	1.800 —	

Camion 15 chevaux :

Poids mort..	2.500 kilogr.	Vitesse maxima : 6 kilom. à l'heure.
Poids utile..	2.500 —	

Les empattements varient de $2^m,60$ à $3^m,20$ avec des tabliers de $1^m,56$ de largeur sur 3 mètres ou $3^m,50$ de longueur.

Les mêmes types de châssis peuvent servir pour des omnibus de 8-10-14 places (vitesses 8, 17, 25 kilomètres à l'heure) ou pour des voitures de livraison avec des charges utiles de 1.000, 1.200, 2.000 kilogrammes et des vitesses de 8,15 et 22 kilomètres à l'heure.

c) Des petits camions de 8 chevaux.

d) Un petit camion de 5 chevaux.

III. Chaque type de camions doit être tel que, sans rien changer au moteur et en modifiant très peu la transmission, on puisse avoir une plate-forme facilement extensible aux besoins de toutes les industries. Pour ne pas être obligé d'augmenter au-delà d'une certaine limite la résistance et le poids des longerons et pour ne pas être gêné dans les virages,

il est bon de ne pas exagérer l'empattement. Il est alors tout indiqué de placer le moteur sous le siège du conducteur afin de ne pas prolonger le châssis à l'avant. De plus une chaîne doit transmettre le mouvement à l'arbre du différentiel d'arrière. Dès lors l'industriel peut commander sa voiture exactement à la longueur de la plate-forme qui lui plaît ; l'usine n'a qu'à fabriquer des longerons de châssis plus ou moins longs et à raccourcir ou allonger cette chaîne sans autre modification.

11. Prix de la tonne-kilométrique pour un camion automobile et pour un camion à chevaux. — Faisons maintenant pour un camion automobile la comparaison des dépenses que nécessite en service journalier la traction animale et la traction mécanique.

Supposons qu'il s'agisse d'un camion capable de transporter 2.500 kilogrammes ou de décharger en quatre voyages un wagon de 10 tonnes.

DÉPENSES D'ACHAT

TRACTION ANIMALE		TRACTION MÉCANIQUE	
Camion	1.800 francs	Camion	8.500 francs
3 chevaux	3.600 —		
Harnais	900 —		
Total	6.300 francs	Total	8.500 francs

DÉPENSES D'ENTRETIEN

Supposons un travail régulier de huit heures par jour.

TRACTION ANIMALE		TRACTION MÉCANIQUE	
Camion	300 francs	Camion	1.500 francs
Chevaux	3.750 —	Essence et huile	3.500 —
Vétérinaire	200 —		
Amortissement en cinq ans	900 —	Amortissement en quatre ans	2.125 —
Assurance	300 —	Assurance	300 —
Total	5.450 francs	Total	7.425 francs

DÉPENSE A LA TONNE-KILOMÉTRIQUE

TRACTION ANIMALE	TRACTION MÉCANIQUE
Pour une marche de huit heures par jour à 6 kilomètres avec une charge de 2.500 kilogrammes, soit par jour 120 tonnes-kilométriques ou pour 300 jours de travail 36.000 tonnes-kilométriques ; la dépense par tonne-kilométrique est $0^{f},151 = \frac{5.450}{36.000}$.	Pour une marche de huit heures par jour à 10 kilomètres avec une charge de 2.500 kilogrammes, soit par jour 200 tonnes-kilométriques ou pour 300 jours de travail 60.000 tonnes-kilométriques ; la dépense par tonne-kilométrique est $0^{f},123 = \frac{7.425}{60.000}$.

Or l'amortissement de quatre ans pour le camion est faible surtout qu'en dépensant 1.500 francs par an pour l'entretien de ce camion, on le maintient en excellent état. De plus, la durée de huit heures par jour est un minimum. Enfin, la charge transportée peut être facilement portée à 3.000 kilogrammes et la distance moyenne parcourue par jour à 95 ou 100 kilomètres ; on peut même aller jusqu'à 120 kilomètres. Si on suppose égale à 3.000 kilogrammes la charge transportée et la distance moyenne parcourue par jour égale à 100 kilomètres, on trouve pour trois cents jours de travail 90.000 tonnes-kilométriques et 0 fr. 0825 pour la dépense par tonne-kilométrique. Ce dernier travail correspond, dans le service de banlieue, à celui de 3 voitures à 2 chevaux.

Le camion automobile montre surtout sa supériorité sur le camion hippique dans le service à longue distance. Dans le service de ville, où la vitesse est réduite en raison de la circulation, où les arrêts sont fréquents en raison du rapprochement des points de livraison, la consommation fait des écarts et intervient plus lourdement dans le prix d'entretien (dépense d'essence). Toutefois, la dépense totale par tonne-kilométrique n'atteint pas la même valeur qu'avec des chevaux.

12. Les trains automobiles. — Inconvénients des tracteurs. — Nous venons d'étudier une des faces de l'ap-

plication de l'automobile à l'industrie, celle où on enploie des véhicules isolés qui ne diffèrent des voitures à voyageurs que par des formes appropriées à leur destination et par leur vitesse réduite. Mais ce problème se présente sous un autre aspect, celui où groupant les fardeaux à transporter, on en forme un train composé de plusieurs voitures attelées derrière un voiture motrice, locomotive routière ou tracteur.

Si on cherche à remorquer plusieurs voitures au moyen d'un tracteur unique développant la force motrice, celui-ci doit nécessairement posséder à lui seul toute l'adhérence qui correspond au poids total du train. Cette adhérence nécessite déjà en palier un poids considérable; et comme on est forcé de se limiter, la traction devient impossible sur les rampes même modérées et sur les sols glissants. On peut estimer que, dans la pratique, un tracteur automobile ne peut, sur des routes du profil habituel dans nos pays, remorquer un poids très notablement supérieur au sien. Dès lors ou bien le tracteur est léger et ne remorque qu'une charge insignifiante ou bien il est très lourd et son poids, réparti sur deux essieux seulement, détériore la route.

A cet inconvénient résultant du poids considérable du locomoteur, les trains à tracteur en ajoutent un autre : quelque soit le mode d'attelage adopté, il est impossible lorsqu'il y a traction, et sauf dans des conditions de terrain exceptionnelles, que toutes les voitures viennent tourner sur le même arc que la première. Lorsque trois voitures s'arrêtent sur une courbe, celle du moteur est tirée obliquement par la première tandis qu'elle s'efforce d'entraîner la suivante; la résistance de cette dernière la sollicite dans le même sens que la traction et la voiture présente ainsi une tendance au ripage latéral. Il en résulte que lorsque le nombre des voitures d'une file est un peu grand, la courbure de la file va en diminuant et la queue tend à se rectifier. Il est donc presque impossible de traîner un nombre un peu considérable de véhicules sur une trajectoire sinueuse, surtout en rampe, si la route n'est pas large et dépourvue de courbes trop prononcées.

13. Train à propulsion continue du colonel Ch. Renard. — M. le colonel Ch. Renard a su remédier à ces deux inconvénients au moyen de son train dit à *Propulsion continue et à tournant correct*. Nous allons en donner le principe en priant le lecteur de se reporter, pour les détails, au remarquable article que M. le lieutenant-colonel Espitalier lui a consacré dans le *Génie Civil*[1].

La voiture génératrice n'est pas chargée de traîner les autres véhicules; elle produit simplement l'énergie qui est distribuée à chacun d'eux par une transmission convenable. Chaque véhicule est muni d'un dispositif récepteur lui permettant d'utiliser sa part d'énergie pour actionner son essieu d'arrière. Il est ainsi automobile aussi bien que la génératrice. On dit que la propulsion est continue parce que chaque voiture y joue un rôle actif d'un bout à l'autre du train. Chaque voiture contribue donc pour son propre compte à l'adhérence, aussi bien celle qui porte le moteur que les autres; la génératrice n'a donc pas besoin d'être plus pesante que ses voisines. Le train tout entier est comme une longue voiture articulée ayant autant d'essieux moteurs qu'il y a de voitures et le poids total est utilisé pour l'adhérence. Il en résulte qu'on peut réduire au minimum le poids mort, car la charge suffira toujours à assurer l'adhérence. En outre, aucun des véhicules n'ayant un poids anormal, la route n'aura pas à supporter plus de fatigue que par la circulation du même nombre d'automobiles isolées suivant la même voie. Enfin le train entier franchira toutes les rampes que les voitures automobiles auraient franchies individuellement.

Pour obtenir ce résulat le colonel Renard s'est arrêté à un mode de transmission purement cinématique consistant en un arbre moteur longitudinal BD (*fig.* 1) qui règne d'un bout à l'autre du train. Cet arbre est formé de tronçons D montés sous chaque châssis et reliés entre eux dans chaque intervalle, par

1. Lieutenant-colonel G. Espitalier, *le Train automobile à propulsion continue du colonel Ch. Renard* (*Génie Civil*, t. XLIV, n° 7, 19 décembre 1903.)

une bielle de cardan B. L'arbre BD du train attaque, au moyen

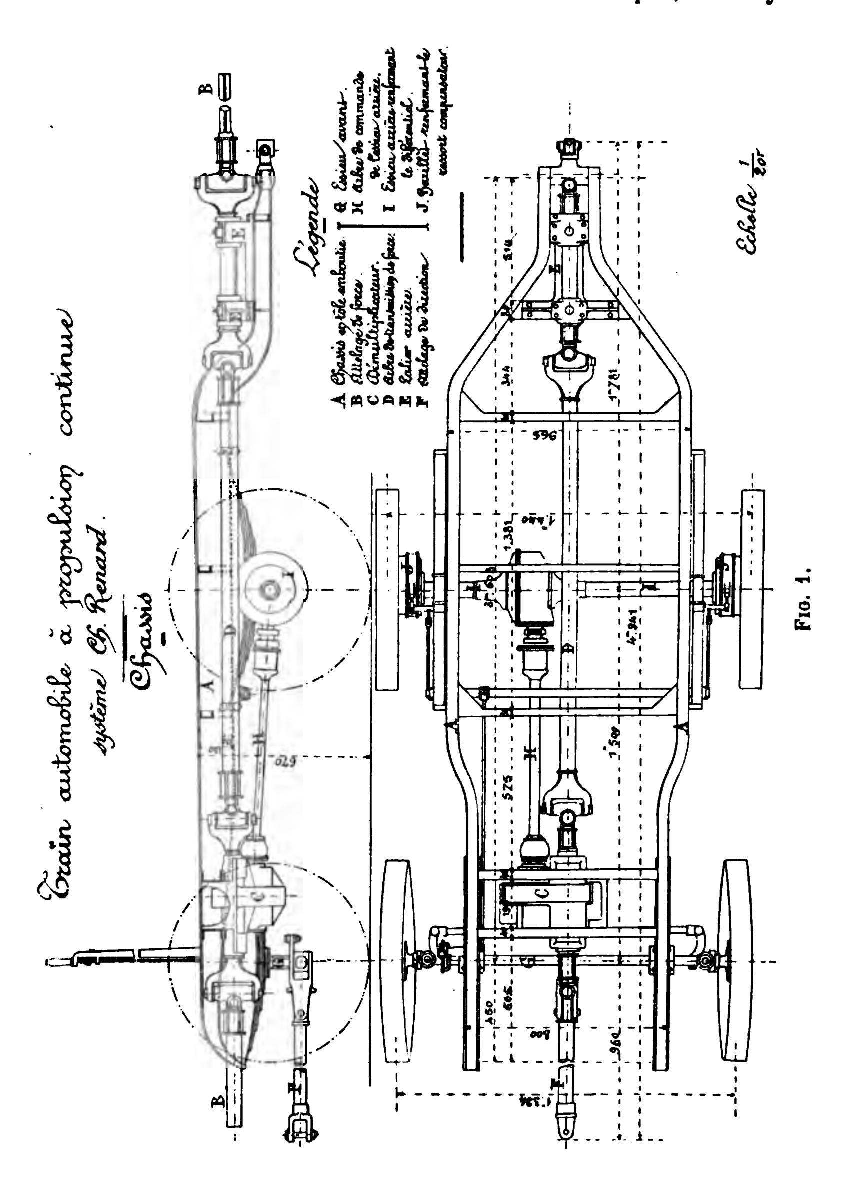


Fig. 1.

d'un démultiplicateur C, une bielle de cardan H allant au différentiel de l'essieu moteur I.

L'arbre du train, les bielles de cardan qui en réunissent les différents tronçons, la transmission du mouvement de cet arbre aux roues motrices constituent dans leur ensemble ce qu'on peut appeler l'*attelage de puissance*.

Il est nécessaire maintenant pour obtenir le tournant correct de constituer uu second attelage ou *attelage de direction*.

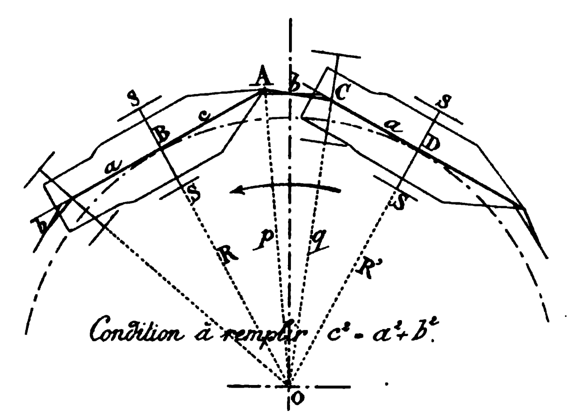


Schéma de l'attelage de direction dans le cas de 2 voitures à 4 roues munies d'avant-trains ordinaires.

Fig. 2.

Supposons que l'attelage doive relier deux voitures à deux essieux. Si le locomoteur décrit un cercle de rayon quelconque R, toutes les voitures remorquées doivent décrire le même cercle, de telle sorte que, si le locomoteur imprime ses roues sur du sable, tous les autres voitures doivent passer dans ses traces.

L'attelage qui permet de satisfaire à cette condition se compose de trois pièces : l'empattement *a*, le timon *b*, la queue *c* (*fig.* 2). Ces pièces sont articulées entre elles ; l'empattement *a*, qui a pour longueur la distance de la cheville ouvrière à l'essieu d'arrière, et la queue, qui a pour longueur la distance de cet essieu d'arrière au point A, où s'articule le timon, sont solidaires de leurs véhicules respectifs.

Pour que ceux-ci s'inscrivent dans la même courbe, la condition géométrique à remplir est représentée par la relation

$$c^2 = a^2 + b^2$$

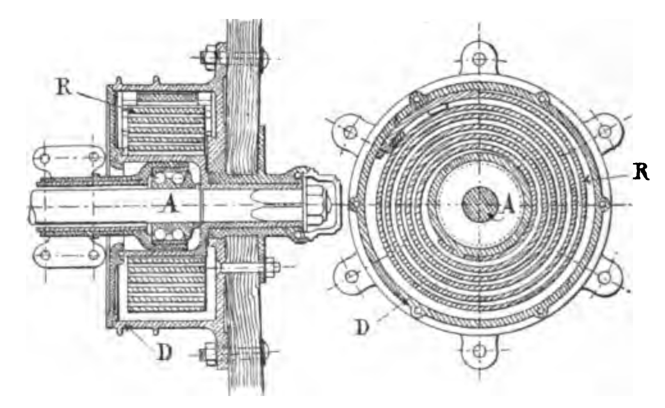
En effet les triangles rectangles OBA, OCA, OCD (*fig.* 2) donnent

$$R^2 + c^2 = p^2$$
$$q^2 + b^2 = p^2$$
$$R^2 + a^2 = q^2$$

d'où

$$c^2 = a^2 + b^2$$

Les deux attelages dont nous venons de parler, bien que nécessaires, ne suffisent pas à assurer la bonne marche du



Coupes longitudinale et transversale des ressorts compensateurs dans le cas où ils sont placés sur les moyeux des roues motrices.

FIG. 3.

train. Lorsque le train passe de la ligne droite à la ligne courbe, sa longueur diminue; en effet dans le premier cas, elle est mesurée par la somme des tronçons de l'arbre et dans le second par une courbe inscrite dans la ligne brisée que forment alors ces différents tronçons. Pour que la distance de deux voitures

puisse augmenter ou diminuer, il faut interposer sur la transmission un appareil qui permette de diminner ou d'augmenter la vitesse. Cet appareil qui reçoit le nom de *compensateur* se compose d'un ressort spiral R (*fig.* 3) monté sur chacun des moyeux des roues motrices. Ce ressort est contenu dans un barillet D : il est attaqué à une de ses extrémités par l'essieu A et entraine la roue par une autre extrémité. Au moment du démarrage tous les ressorts R se bandent automatiquement; au moment où le train décrit une courbe, ces ressorts se détendent en donnant à la voiture l'augmentation de vitesse que rend nécessaire la diminution de longueur du train; l'effet inverse se produit au moment où le train reprend la ligne droite.

Telles sont les parties principales du train Renard dans lequel on fait participer toutes les voitures à la propulsion en utilisant leur adhérence. Ce train, qui est représenté dans son ensemble sur la figure 4, se prête à divers besoins de la pratique comme le montre le tableau suivant résultant d'essais faits sur un train d'expériences.

Train automobile Renard.

Ensemble d'un train routier à propulsion continue

Fig. 4.

TRAINS AUTOMOBILES A PROPULSION CONTINUE, SYSTÈME CH. RENARD

Tableau donnant le tonnage brut que peut entraîner un locomoteur de 50 chevaux, aux vitesses de 4 à 20 kilomètres à l'heure et dans les rampes de 1 à 10 0/0.

Pour l'établissement de ce tableau nous avons admis un coefficient de roulement de 0,025 et un rendement de 50 0/0 seulement

VITESSES		CHARGE traînée	CHARGE TRAINÉE DANS LES RAMPES DE :									
A L'HEURE	A LA SECONDE	EN PALIER	0,01	0,02	0.03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
kilomètres	mètres	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.
4	1,11	67.600	48.000	37.700	30.600	26.000	22.500	20.000	17.800	16.100	14.800	13.600
6	1,66	45.000	32.400	25.200	20.500	17.400	15.100	13.250	11.900	10.700	9.850	9.000
8	2,22	33.700	24.200	18.800	15.400	13.000	11.300	9.900	8.850	8.050	7.350	6.800
10	2,77	27.000	19.400	14.800	12.400	10.500	9.100	7.950	7.150	6.450	5.900	5.400
12	3,33	22.500	16.200	12.500	10.200	8.700	7.600	8.000	5.950	5.400	4.900	4.500
14	3,88	19.300	13.800	10.700	8.800	7.400	6.400	5.700	5.100	4.600	4.200	3.900
16	4,44	16.900	12.100	9.800	7.700	6.500	5.600	5.000	4.500	4.050	3.600	3.400
18	5	15.000	10.700	8.400	6.800	5.800	5.000	4.450	3.950	3.550	3.250	3.000
20	5,55	13.400	9.700	7.500	6.100	5.200	4.500	4.000	3.500	3.250	2.950	2.650

14. Application des moteurs d'automobiles à la propulsion des canots. — L'application des moteurs d'automobiles à la propulsion des canots de plaisance s'est, depuis une année, considérablement développée. Il se produit actuellement pour ces canots un mouvement analogue à celui que nous avons constaté pour les voitures; la puissance des moteurs et les vitesses réalisées vont en augmentant rapidement. Les courses de canots automobiles se multiplient et d'une course à l'autre on constate des progrès sensibles soit dans la construction des coques soit dans celle des moteurs. A ces courses prennent part non seulement les *racers*, c'est-à-dire canots de course, mais encore les *cruisers* ou canots de tourisme. Ces concours d'abord organisés sur la Seine aux environs de Paris ne tardent pas à gagner la mer. Cette année, à Monaco, les parcours en mer atteignent jusqu'à 175 kilomètres; la traversée de la Manche de Calais à Douvres est réalisée dans d'excellentes conditions. Les canots atteignent des vitesses de 22 nœuds comme le *Hotchkiss* conduit par Henry Fournier dans la *Coupe Gaston Menier*. Cette dernière course est un challenge international ouvert aux embarcations automobiles de toute nationalité, d'une longueur maxima de 12 mètres, non compris le gouvernail, à moins que ce dernier ne soit propulseur. La puissance du ou des moteurs est illimitée. Mais les canots automobiles de nationalités différentes doivent être entièrement construits, moteur et coque, dans le même pays. La coupe étant un challenge destiné à encourager la construction des moteurs marins doit, pour être possédée définitivement, être gagnée trois années de suite par des bateaux possédant des moteurs provenant d'un même constructeur. La distance à parcourir en mer et de 3 milles marins ($1.852^{m},56$), soit 5.557 mètres. Cette course gagnée en 1903 par le canot anglais le *Napier*, l'est en 1904 par le *Hotchkiss* qui effectue le parcours en trois minutes de moins que le gagnant de l'année précédente.

Enfin, une course d'endurance a lieu du 14 au 19 août 1904 en six étapes, de Paris à Trouville, par Mantes, Elbeuf, Rouen,

Caudebec, le Havre, Trouville. En raison de l'état de la mer, l'étape le Havre-Trouville est particulièrement dure et quelques canots montrent une remarquable stabilité. Ce long parcours produisit un déchet assez considérable ; 14 canots seulement sur 34 partants terminent complètement le parcours. Le vainqueur est *Mercédès IV* (*moteur Mercédès*, *coque Pitre*) conduit par M. Védrine, qui effectue le parcours total en 7h 34m 16 secondes.

15. Le goudronnage des routes. — Les voitures automobiles, en raison de leur vitesse et du fait de leurs pneus, soulèvent sur nos routes des nuages de poussière véritablement intolérables. Aussi recherche-t-on depuis quelque temps un remède à ce mal en réalisant ce que l'on appelle le *goudronnage des routes*[1].

L'idée de se mettre à l'abri des inconvénients de la poussière au moyen d'huile de pétrole ou de goudron, est due en 1880 à un ingénieur des Ponts et Chaussées M. Christophe, qui essaie sans grand succès de goudronner la traverse de Sainte-Foy-la-Grande dans la Gironde. Une autre tentative est faite en 1888 dans la Haute-Garonne à Saint-Gaudens. Des expériences plus concluantes sont faites en 1895 en Algérie où on emploie l'*huile d'aloès*, puis l'*astaki ou mazout*. En 1898 des essais sont tentés à Los Angeles (Californie) pour remplacer dans l'arrosage des routes l'eau manquant dans le pays par l'*huile de pétrole* produite sur les lieux mêmes : l'étendue des routes traitées atteint 80 kilomètres, les résultats sont très satisfaisants. En 1900, l'ingénieur italien Rimini imagine de revêtir les routes d'un produit à base de goudron de houille, mélangé de siccatif, qu'il fait bréveter. En 1901 et 1902, grâce à l'initiative du docteur Guglielminetti et à l'action puissante du

1. *Génie Civil*, T. XXXVIII, n° 19, p. 315.
Bulletin du Touring-Club, août 1904.
L. Auscher, *le Tourisme en Automobile*, p. 270 (Paris, Dunod, 1904).
Lieutenant-colonel Espitalier, *le Goudronnage des routes* (*Génie Civil*, t. XLV, n° 2, p. 22.)

Touring-Club, la question est reprise en France partout où la circulation automobile est intense : à Monaco, à Nice et surtout dans les environs de Paris et de Versailles.

Les produits expérimentés jusqu'ici sont dérivés soit du pétrole, soit de la distillation de la houile. Ce sont :

L'huile de pétrole ou *pétrole brut* qu'on trouve à l'état natif en Amérique et en Russie; c'est un liquide d'une viscosité analogue à celle de la mélasse claire. Il présente l'inconvénient d'une odeur très forte et insupportable.

Les *goudrons de pétrole ou mazouts* qui sont des résidus de la distillation du pétrole brut. Ce sont des huiles brun foncé assez résineuses ayant peu d'odeur.

Le *goudron ou coaltar* qui est produit lors de la distillation de la houille pour la préparation du gaz d'éclairage. A la température ordinaire, il est nécessaire pour l'épandage de le chauffer au moins jusqu'à 60°. Mais, chauffé au-dessus de 80°, il mousse brutalement comme du lait et peut prendre feu en se répandant sur le foyer.

L'huile lourde de houille qui résulte à son tour de la distillation du goudron entre 200 et 300°.

Les huiles lourdes de houille, ainsi que les pétroles bruts et les mazouts, sont rapidement absorbés par les macadams. Au contraire l'épandage du goudron de houille nécessite l'emploi d'appareils particuliers que l'on trouvera décrits dans l'article si documenté de M. le lieutenant-colonel Espitallier.

Le goudronnage exige une chaussée nettoyée à vif à la balayeuse mécanique, puis grattée avec des balais un peu usés de façon à mettre à nu les matériaux tout en ne dégradant pas les joints. La chaussée doit être bien cylindrée, dure et parfaitement sèche, l'humidité s'opposant à la pénétration dans le sol. Enfin, avant de livrer la route goudronnée à la circulation, il faut sabler abondamment avec du sable fin, de la sciure de bois ou de la poussière.

Le goudronnage d'une route exige une dépense assez considérable. Voici quelques nombres : en comptant une dépense de 1 kilogramme de goudron par mètre carré et en estimant

le goudron à 50 francs la tonne rendu à pied-d'œuvre, on trouve que la dépense varie entre 0 fr. 120 à 0 fr. 150 par mètre carré suivant le mode d'épandage.

En revanche, il semble acquis que cette opération, lorsqu'elle est pratiquée avec soin, empêche la formation de la poussière en été, de la boue en hiver : de plus, grâce à l'enduit protecteur, l'usure de la route est atténuée dans de notables proportions.

15. La Westrumite. — Un ingénieur hollandais, M. V. Westrum a breveté un produit formé d'huile minérale et de goudron rendu soluble dans l'eau par l'action de l'ammoniaque. C'est à ce produit dont nous ne connaissons pas la composition qu'on a donné le nom de *Westrumite.* On fait la solution à 10 0/0, 5 0/0, 2 0/0 de westrumite dans l'eau et on arrose comme avec de l'eau ordinaire ; les deux ou trois premiers arrosages doivent être faits avec de l'eau westrumitée à 10 0/0, puis on peut continuer avec de l'eau à 5 0/0 ou même à 2 0/0. Jusqu'à ce jour le procédé paraît donner des résultats satisfaisants.

Si on compte sur 1 litre d'eau westrumitée par mètre carré et par arrosage et sur 300 francs pour le prix de la tonne de westrumite, quatre arrosages (2 à 10 0/0, 1 à 5 0/0, 1 à 2 0/0) reviennent, d'après le Dr Guglielminetti, à 0 fr. 09 par mètre carré.

§ 2. — APPAREILS DESTINÉS A REFROIDIR L'EAU DE CIRCULATION

Il semble que la faveur dont ont joui les radiateurs nid d'abeilles ait tendance à diminuer : leur prix élevé est certainement une des causes de cette baisse d'engouement. On a en outre constaté que leur puissance de refroidissement pouvait être approchée et même égalée par des radiateurs tubulaires.

On revient donc aux radiateurs composés de tubes ronds ou plats.

Parmi ces appareils le radiateur *Marcel et Larrieu* [1] se distingue par sa puissance de refroidissement, son poids relativement léger et son volume peut encombrant. L'appareil se compose d'une caisse en cuivre poli; d'un bloc indéformable comprenant les tubes, les ailettes et les contre-ailettes; enfin de deux collecteurs.

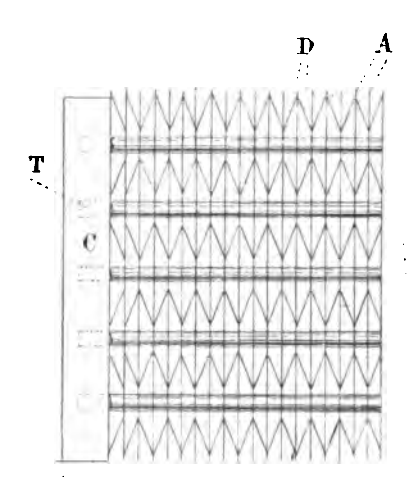


Schéma du principe du radiateur Marcel et Larrieu.
(La Vie Automobile – 1er Novembre 1904)

FIG. 5.

La caisse peut n'être qu'un simple entourage, ou bien elle peut constituer un véritable réservoir C (*fig.* 5) entourant le bloc, supprimant ainsi une tuyauterie toujours encombrante et fragile et un autre réservoir d'un logement généralement peu commode.

Dans les cas où la caisse est utilisée comme réservoir, un ventilateur à ailette est placé derrière le radiateur.

Les tubes T employés pour la construction du radiateur sont méplats; ils ont une largeur variant suivant les cas de 40 à 100 millimètres et une section de 4 millimètres, ce qui diminue les chances d'encrassement.

Les ailettes qui cerclent les tubes affectent la forme de bandes métalliques ; elles sont percées d'ouvertures dans lesquelles les tubes trouvent passage. Toutes ces plaques, placées verticalement, sont donc traversées par des tubes qui ont, eux, la position horizontale.

1. A. Gatoux, *le nouveau radiateur* ***Marcel et Larrieu*** (*La Vie* ***Automobile***, n° 163).

Dans les ailettes A sont levées, sous un angle déterminé, une multitude de contre-ailettes triangulaires D ; elles sont environ au nombre de 2.000 pour le refroidissement par cheval ; elles permettent un brassage très vif de l'air.

De plus l'emploi des tubes séparés aboutissant à un collecteur à chacune de leurs extrémités a sur les serpentins cet avantage appréciable de permettre au conducteur, en cas d'accident (choc, emboutissement), de séparer un ou deux éléments en les bouchant à chacune de leurs extrémités et de pouvoir continuer son voyage. Ces collecteurs d'entrée et de sortie ont d'ailleurs l'avantage d'éviter toute formation de vapeur et par conséquent toute crainte de chocs en retour sur la pompe.

Les avantages de ces collecteurs ont d'ailleurs été déjà signalés par M. Loyal.

---

§ 3. — LES SILENCIEUX D'ÉCHAPPEMENT

En 1904, l'Automobile-Club de France a institué un concours de silencieux.

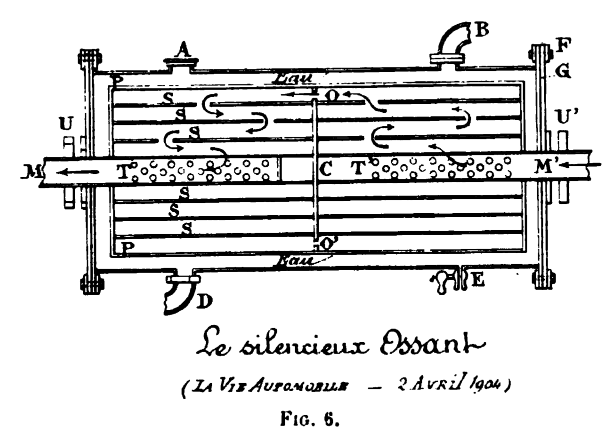
En premier lieu il est résulté de ces essais la règle très nette.

Plus l'appareil est silencieux, plus il prend de puissance au moteur.

Voici les appareils qui ont donné les meilleurs résultats.

1. Appareil Ossant frères. — Le silencieux (*fig.* 6) se compose d'un cylindre traversé par un tube central MM'. Ce tube, comme tout l'appareil, est coupé par une cloison verticale C. Les gaz entrants par M' ne peuvent traverser en ligne droite l'appareil, puisqu'ils viennent se heurter à la cloison C. Ils doivent donc s'échapper par des trous percés sur le côté du tube MM' et circuler entre des chicanes SS qui ne leur

livrent le passage que par une quantité de petits trous percés dans leurs cloisons et en opposition. Ainsi brisés ils arrivent en O et O′ et passent dans le second compartiment du silencieux où ils effectuent un trajet semblable avant de s'échapper en M.



Le silencieux Ossant
(La Vie Automobile — 2 Avril 1904)

Fig. 6.

Le silencieux employé sur les canots automobiles doit présenter une modification tenant à ce que son voisinage avec des bois très secs ou des étoffes peut provoquer des incendies. En vue de parer à cet inconvénient, le silencieux est muni d'une circulation d'eau. L'application de cette circulation d'eau présente un autre avantage : cette eau peut servir, après avoir été échauffée légèrement par son passage au travers du silencieux, au refroidissement du moteur. On sait qu'en effet l'eau de mer ou de rivière ne peut en général être employée directement au refroidissement des moteurs à cause de sa trop basse température.

L'enveloppe d'eau du silencieux Ossant est représentée sur la figure 6. Elle est formée d'un gros cylindre en laiton fermé à ses deux extrémités par deux disques de même métal. En A se trouve le bouchon de remplissage et en E celui de vidange; en B et en D l'entrée et la sortie d'eau.

2. Appareil de Retz. — L'appareil Ossant absorbe 11 0/0 de la puissance du moteur. L'appareil de Retz a une

résistance un peu moindre, mais il est aussi moins silencieux. Cet appareil est représenté sur la figure 7.

L'arrivée des gaz de l'échappement se fait en 1. Ces gaz se détendent dans la buse circulaire 2 où le courant se divise en deux. La majeure partie s'échappe à droite et à gauche par les troux 3 ; une faible proportion passe par des trous 4 de très petite dimension dans un tube 5 où ils se détendent et

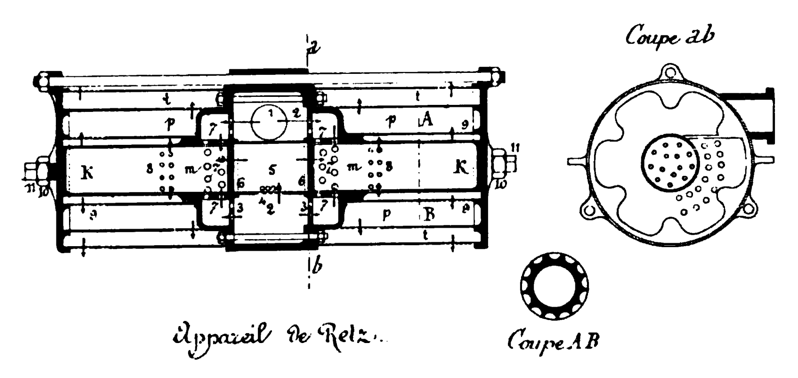


Fig. 7.

s'échappent à droite et à gauche par des trous 6, où ils viennent se mélanger au gros de l'échappement qui arrive par les trous 7.

L'échappement par les trous 6 de gaz très détendus, a pour but de changer la densité du milieu dans lequel le gros des gaz de l'échappement va venir et de diminuer la hauteur du son produit par les vibrations de ces gaz. Les gaz s'échappent alors par les trous 8 en suivant les cannelures du tube central qui les divisent jusqu'en 9 où ils passent dans la chambre *p*, puis dans la chambre *t* par des trous en chicane de la manière ordinaire. La capacité *k* hermétiquement close dans le fond a pour but de former un matelas d'air.

3. Appareil Arnaud. — L'appareil Arnaud se compose de 3 pièces principales : deux plateaux circulaires A et C reliés par des boulons et maintenus à égale distance par une couronne

intérieure D avec saillies, de façon que la surface de la sortie des gaz soit régulière et plus grande que celle de l'entrée (*fig.* 8).

Le plateau supérieur reçoit une tubulure rivée par où les gaz s'introduisent dans l'appareil. Cette tubulure B peut varier

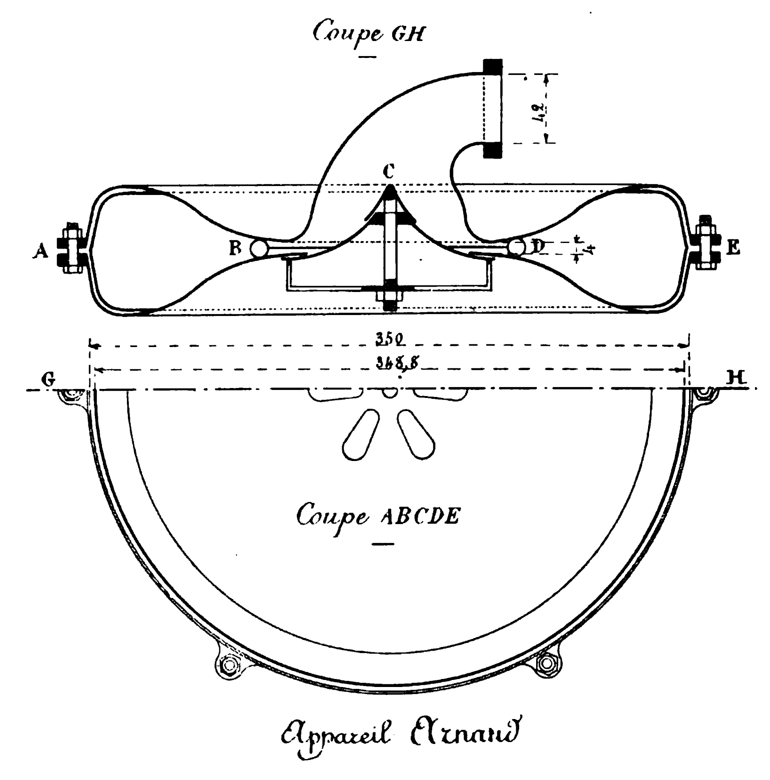


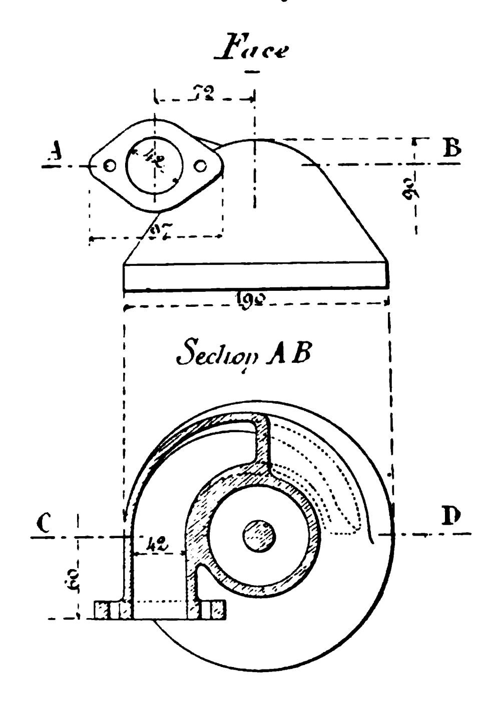
FIG. 8.

de forme et de diamètre sans que l'on ait à changer le diamètre de l'appareil. Ce dernier peut être réglé en augmentant ou diminuant les saillies de la couronne D, pour avoir toujours une sortie de gaz en rapport avec l'entrée.

Les gaz viennent se briser sur le cône du plateau inférieur, se divisent et forment une nappe entre les deux plateaux, en se détendant vers les orifices circulaires fermées par la couronne D.

L'écartement existant entre cette couronne et les deux plateaux a pour but de laminer les gaz, qui se brisent sur eux-mêmes, avant de s'échapper à l'air libre par toute la circonférence.

La calotte F, comportant un certain nombre d'orifices percées sur le cône du plateau inférieur C, sert à ouvrir le silencieux et à obtenir l'échappement libre. Cette pièce ouvre et ferme l'appareil à volonté, au moyen d'une manette.



Appareil Linzeler et Cie (Système Ravel.)

Fig. 9.

3. Appareil Linzeler et Cie. Système Ravel. — Les figures 9 et 10 représentent l'appareil construit par MM. Linze-

ler et C[ie] d'après le système Ravel. Les gaz d'échappement, au sortir du moteur, pénètrent dans la culasse du silencieux ;

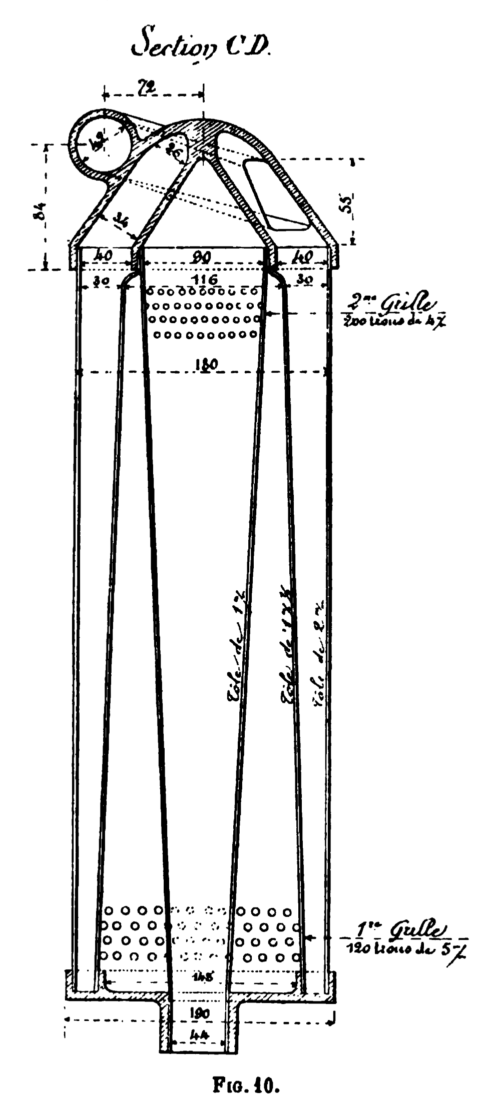


FIG. 10.

passent par le canal semi-circulaire excentré de cette culasse et viennent entrer, animés d'un mouvement giratoire, dans le

premier cône tronqué qui forme avec la paroi extérieure de l'appareil un canal de section annulaire évasé à l'entrée. Arrivés au bout de ce canal, les gaz passent à travers une première grille et pénètrent dans un second canal de même forme que le premier; une seconde grille leur donne accès dans un troisième et dernier canal conique qu'ils traversent avant de s'échapper dans l'atmosphère.

4. Dispositif adopté en Allemagne pour les silencieux. — En Allemagne on fait appel, pour amortir le bruit, au principe suivant. Les orifices par lesquels les gaz s'échappent

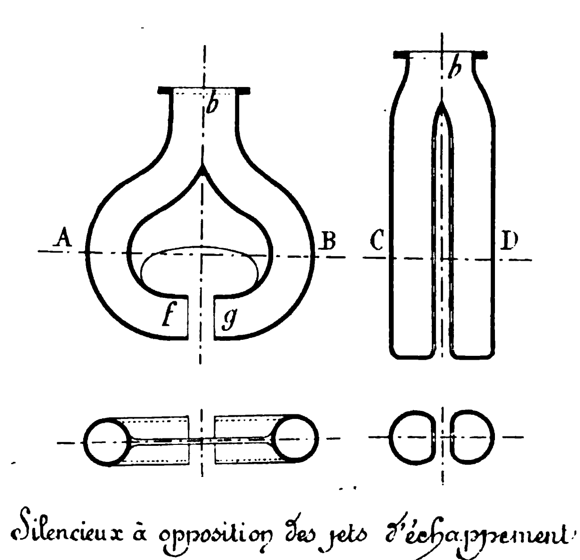


Fig. 11 et 12.

dans l'atmosphère sont associés deux à deux et placés en face l'un de l'autre, de façon que les jets opposés se heurtent l'un contre l'autre et amortissent réciproquement les ondes sonores auxquelles ils donneraient lieu.

La figure 11 représente cette sorte de culotte d'échappement par laquelle les gaz s'échappent du silencieux : ils y pénètrent en *b* et se divisent en deux courants qui sortent par *f* et *g*.

La figure 12 représente deux tubes, à section appropriée, disposés parallèlement et de façon que les trous qui sont pratiqués dans leur paroi intérieure, soient placés par paires exactement en face les uns des autres. Ce dispositif peut, paraît-il, remplacer le pot d'échappement.

Il serait à désirer que les silencieux fussent aussi disposés pour que l'échappement soulevât le moins de poussière possible. Une précaution élémentaire, mais pas toujours remplie, consiste à ne pas les placer trop près du sol et à ne pas diriger vers ce dernier les jets de l'échappement. M. Brasier a disposé ceux de ses voitures de façon qu'ils coupent autant que possible le nuage de poussière produit par la voiture.

---

§ 4. — LES RÉGULATEURS

La régulation ne peut être obtenue que par un dispositif basé sur un phénnomène dont les variations sont toujours proportionnelles à la vitesse du moteur. Deux phénomènes répondent à cette condition : 1° le développement de la force centrifuge qui croît d'autant plus vite que les masses se déplaçant autour d'un centre tournent plus vite; 2° la dépression produite dans la canalisation d'aspiration du moteur. Les deux sortes de régulateurs appliqués aux moteurs à explosion sont donc établis soit *sur la force centrifuge*, soit sur *la dépression*.

Nous avons décrits plus haut quelques types de régulateurs fondés sur la force centrifuge. Nous allons donner ici la description du régulateur Grouvelle et Arquembourg qui agit sur la dépression.

Régulateur Grouvelle et Arquembourg. — Le régulateur représenté schématiquement sur la figure 13, repose sur le principe suivant [1].

1. *Vie Automobile*, n° 120, 16 janvier 1904.

Sur le tube principal d'aspiration T est monté un petit tube de dérivation *t* qui communique avec une chambre *mm* renfermant une membrane représentée dans le schéma (*fig.* 13) pour plus de clarté par un piston étanche *c* suspendu à un ressort R. La chambre est, par sa partie supérieure, en communication avec l'atmosphère

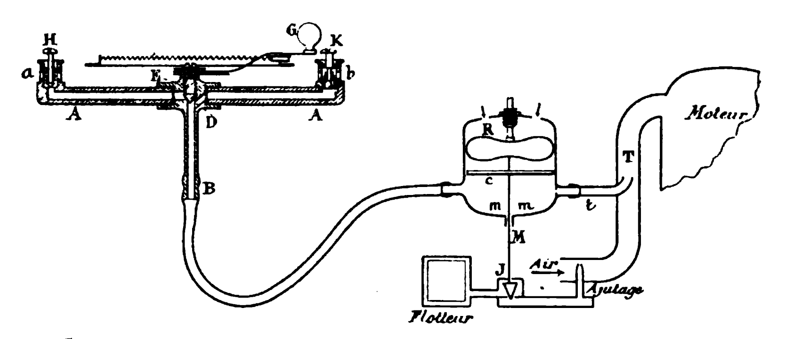


Schéma explicatif du principe de fonctionn.t d'un régulateur Grouvelle et Arquembourg.

AA, Canaux d'entrée d'air — B, Renflement pour le raccord du tuyau conduisant l'air à la chambre de la membrane — D. Canal d'entrée d'air pour l'accroissement de vitesse — E, Pointeau réglant l'entrée d'air — G Manette de commande du pointeau H, Bouton donnant la vitesse minima du moteur — J Soupape dosage de l'essence au gicleur — K, Bouton donnant la vitesse maxima. M, Tige reliant la soupape à la membrane — R, Ressort tendant à soulever la membrane. T, Tube d'aspiration dans la chambre — a b, Petites fenêtres d'entrée d'air — C, Membrane. m, m — Chambre de la membrane

(La Vie Automobile — 16 Janvier 1904)

Fig. 13.

Lorsque le moteur aspire, la dépression se fait sentir dans la chambre *mm*. Lorsque la dépression est suffisante la différence entre les pressions au-dessus et au-dessous de la membrane devient supérieure à la résistance du ressort et la membrane s'abaisse. Dans ce mouvement elle entraîne la tige M munie à son extrémité du pointeau J qui vient boucher l'arrivée de l'essence. La régulation se fait donc en coupant le débit d'essence.

La résistance du ressort R peut être prise de telle façon que l'effet du à la différence des premiers ait une valeur déterminée à l'avance. Le débit d'essence est donc coupé lorsque le moteur atteint une vitesse donnée puisque la dépression pro-

duite par le mouvement du piston varie dans le même sens que la vitesse.

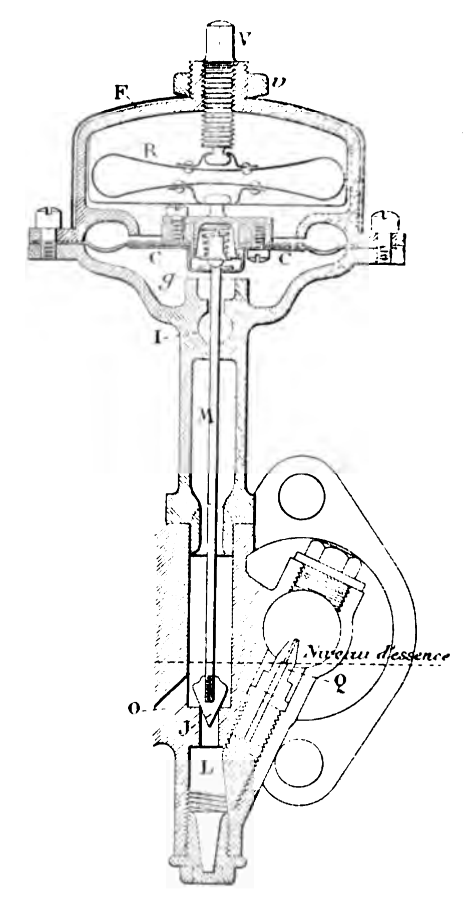
Toutefois, il est important que l'on puisse du siège du conducteur augmenter ou diminuer la dépression. On y parvient de la manière suivante.

Sur le volant de direction se trouvent les orifices H et K d'un canal AA relié à la chambre *mm* par un tuyau de caoutchouc (*fig*. 13). Ces orifices servent l'un à augmenter, l'autre à diminuer la dépression produite sous la membrane. L'un sert donc à ralentir et l'autre à activer l'allure du moteur.

L'orifice H porte une soupape conique dont la pointe est en bas et qui est constamment maintenue levée au-dessus de son siège par un petit ressort à boudin. Par suite de la dépression produite dans la chambre *mm*, l'air pénètre dans la partie gauche du canal A, passe dans le raccord B et s'en va dans la chambre de la membrane qui est ainsi mise en relation avec l'air extérieur. Un pointeau E manœuvré par une manette G qui évolue autour d'un secteur denté peut diminuer cette quantité d'air provenant à la chambre.

Ceci posé, appuyons sur le poussoir H ; nous fermons l'arrivée de l'air au-dessous de la membrane de la chambre *mm* ; la raréfaction dans cette chambre se fait plus rapidement que dans les conditions normales, la membrane descend plus rapidement et bouche l'arrivée de l'essence. Il en résulte que le moteur se ralentit. Si on abandonne le poussoir, le moteur se remet en marche dans les conditions normales. L'effet momentané que l'on obtient en agissant sur le poussoir H peut être obtenue d'une manière durable en fermant plus ou moins le pointeau au moyen de la manette G.

Le canal AA porte à droite un autre orifice K dont l'effet est inverse du précédent. Cet orifice est muni de fenêtres d'entrée d'air *bb*, mais elles sont constamment fermées par un clapet conique (à pointe en haut), rappelé par un ressort à boudin. Cet orifice K sert à laisser pénétrer dans la chambre de la membrane par le petit conduit D, une quantité d'air suffisante pour faire rapidement cesser la dépression au-dessous de la



Coupe verticale dans la pièce principale du régulateur Grouvelle et Arquembourg.

- **V** - Vis réglant la tension du ressort R.
- **n** - Contre écrou de fixage.
- **F** - Corps de la chambre de la membrane.
- **CC** - Membrane flexible.
- **g** - Valeur des déplacements de la soupape J.
- **I** - Arrivées d'air
- **M** - Tige verticale reliant la membrane à la soupape.
- **J** - Soupape
- **O** - Canal d'essence séparé par J du canal correspondant L.
- **Q** - Ajutage.

(La Vie Automobile — 16 Janvier 1904)

Fig 14.

membrane qui, en se relevant, ouvre l'adduction d'essence et permet au moteur de repartir.

On voit donc que si le conducteur veut ralentir le moteur, il lui suffit de poser le pouce de la main gauche sur H. S'il veut l'accélérer, il lui suffit de poser le pouce de la main droite sur K. S'il veut maintenir le moteur pendant longtemps à allure lente, il déplace plus ou moins la manette G sur son secteur. Si, le moteur étant ainsi ralenti, en ville par exemple, il veut vivement l'emballer, il appuie sur le poussoir K; puis le moteur reprend son allure lente aussitôt que le conducteur lâche ce poussoir.

Tel est le principe de ce régulateur très sensible qui est représenté sur la figure 14, tel qu'il est réellement construit.

---

§ 5. — LES CARBURATEURS[1]

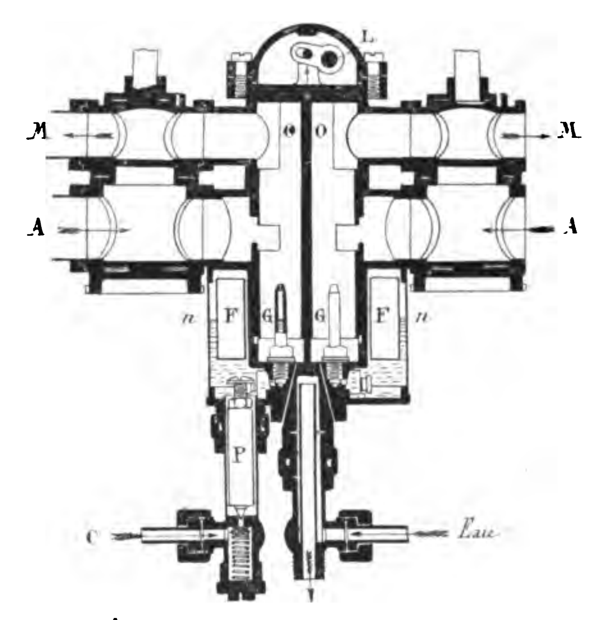
1. Carburateur de Dion-Bouton. — Le carburateur qui, au Salon de 1904, était appliqué sur les moteurs de Dion-Bouton à cylindres multiples avait la forme représentée sur la figure 15.

Il se produit dans un carburateur des inégalités d'aspiration en raison de ce fait que les explosions dans deux cylindres successifs calés à 180° se succèdent à un tour et demi d'intervalle; à la fin de l'aspiration du premier cylindre prend naissance un coup de bélier qui correspond à la fermeture de la soupape et vient contrarier l'aspiration du cylindre suivant pendant les premiers instants de cette aspiration. Ainsi MM. de Dion-Bouton ont-ils construit un carburateur double; il est basé sur le même principe que l'appareil appliqué au

1. M. L. Périssé vient de publier dans l'*Encyclopédie des Aide-Mémoire Léauté* (Gauthier-Villars) un livre très intéressant et très documenté sur les carburateurs; ce livre mérite de prendre place dans la bibliothèque de tous ceux qui s'occupent des moteurs à explosion.

monocylindre, mais il présente deux gicleurs et des tubulures indépendantes pour l'entrée de l'air et la sortie du mélange.

Dans ce carburateur, le flotteur qui commande l'arrivée de



Carburateur double de Dion Bouton.

AA. Entrées d'air.
C. Gicleurs
F. Flotteur annulaire
P. Pointeau
C. Arrivée d'essence.
L. Levier réglant le boisseau en hauteur.
O. Boisseau de réglage de la quantité de mélange.
MM. Tubulures d'admission.

FIG. 15.

l'essence par le soulèvement du pointeau est annulaire, c'est-à-dire que le réservoir à niveau constant entoure la chambre de carburation. Cette disposition, qui a été préconisée pour la première fois par Le Blon, a pour avantage d'empêcher toute variation du niveau de l'essence dans les gicleurs en raison de la position inclinée de la voiture, soit dans le sens de la

route, soit suivant la largeur de la chaussée; du reste, pour compléter cette action du flotteur annulaire, les deuu gicleurs sont rapprochés autant que possible de l'axe de l'appareil.

Un boisseau de réglage double entoure les gicleurs et sa position peut varier en hauteur sous l'influence d'un levier commandé à la main.

Au moment du départ le boisseau est à sa partie inférieure et, dans cette position, tout l'air qui s'introduit par les tubulures inférieures passe autour des gicleurs et monte verticalement pour sortir par les tubulures de mélange. Dès que le moteur est en route, on soulève les boisseaux de la quantité correspondante à la bonne carburation et, dans ce mouvement, on démasque deux fenêtres latérales par lesquelles une certaine quantité d'air passe directement des tubulures inférieures dans les tubulures de mélange.

La forme des fenêtres est rectangulaire dans la pièce centrale comme dans les boisseaux, ce qui permet de faire coïncider exactement les orifices de passage d'air et permet d'être sûr d'un fonctionnement identique de l'un et l'autre cylindre.

La quantité de mélange est réglée par deux boisseaux tournants qui sont solidaires l'un de l'autre pour chaque tubulure, de façon à ce que la quantité d'air introduite soit toujours proportionnelle à la quantité de mélange à envoyer au moteur.

2. Carburateur Chenard-Walker. — Le principe de ce carburateur est de régler l'entrée d'air et la quantité d'essence par une soupape automatique unique. Pour cela le gicleur est disposé de telle sorte que l'arrivée d'essence peut être fermée par une aiguille centrale D (*fig.* 16) ; quant à l'entrée de l'air, elle est fermée par une soupape plate BB qui s'applique sur l'orifice annulaire par lequel pénètre l'air chaud. De petits orifices *m* disposés latéralement à cette soupape permettent l'introduction réglable d'une petite quantité d air froid pour corriger la carburation en raison de l'état hygrométrique ou de la température de l'air.

La soupape d'air et l'aiguille du gicleur sont solidaires d'un

piston en aluminium C percé de trous V, V, à sa partie supé-

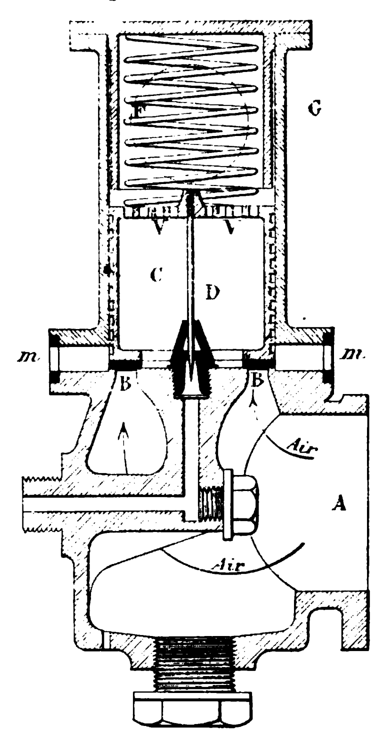
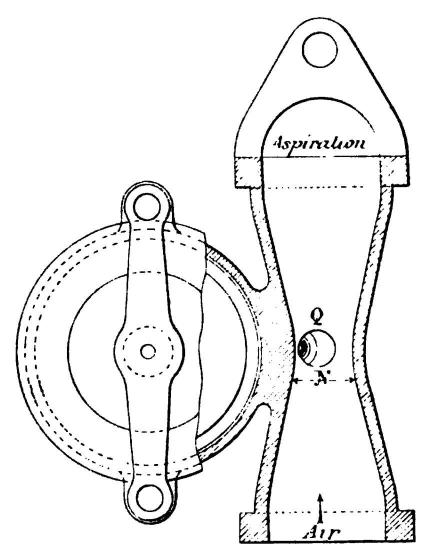


Fig. 16.

rieure; sur celle-ci presse un ressort G à tension pratiquement constante pour la hauteur de levée du piston.

Quand la dépression atteint la valeur de la tension du ressort, le piston C se soulève, entraînant la soupape d'air et l'aiguille du gicleur; si le débit augmente, la dépression tend à augmenter, la soupape se lève davantage, diminuant d'autant la pression; celle-ci se maintient d'après les expériences faites par les constructeurs, entre 280 et 320 millimètres d'eau.

Grâce à cette disposition, le giclage se produit toujours avec la même puissance (environ 400 millimètres à l'air libre) mais le débit du gicleur varie avec la dépression. Le choc du jet d'essence contre le fond perforé du piston assure l'homogénéité du mélange qui, passant par les trous de ce fond, est aspiré par le moteur.



Coupe en plan
dans le carburateur Grouvelle et Arquembourg
montrant la forme du canal d'aspiration
et la position de l'orifice Q de l'ajutage.
(La Vie Automobile – 16 Janvier 1904)

FIG. 17.

Carburateur Grouvelle-Arquembourg. — Le carburateur Grouvelle-Arquembourg est caractérisé par la forme

courant induit de haute tension. Le circuit de ce secondaire est ainsi constitué : d'une part le fil est relié à la masse comme le circuit primaire; d'autre part, il est relié à une seconde cou-

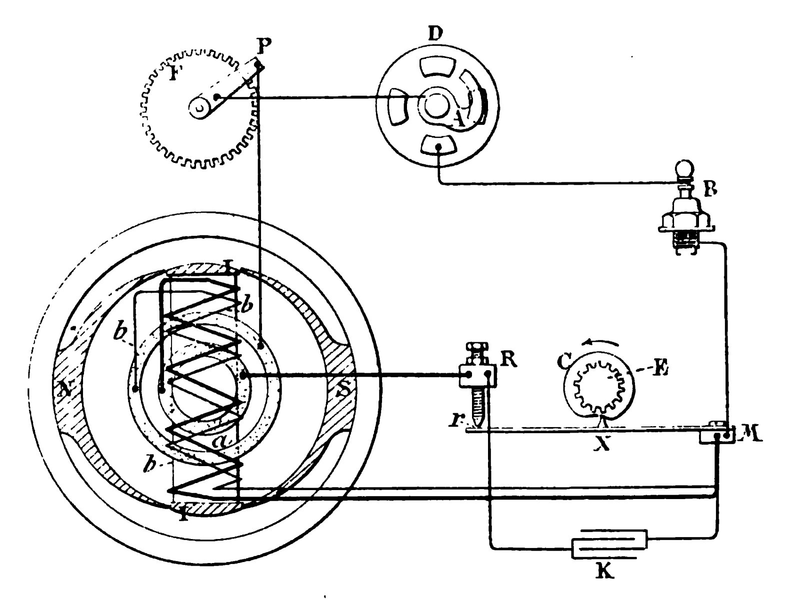


Schéma d'établissement de la magnéto "Vesta", de MM. Debeauve et Olmi.

N,S, masses polaires — I,I, induit — *a*, bobinage de gros fil. — *b*, bobinage de petit fil. — R, rupteur du courant primaire — M, masse *r*, point de rupture — C, came du rupteur — K, condensateur. — P, prise du courant secondaire — D, distributeur. — B, bougie — E, engrenage actionnant la roue F (de diamètre double) — X, ergot repoussé par la came C pour produire la rupture du courant en *r*. — A, doigt distribuant le courant secondaire.

(La Vie Automobile. — 16 Janvier 1904)

Fig. 19.

ronne de bronze C isolée comme la première, concentrique à elle et sur laquelle frotte un ressort isolé P (représenté sur la figure séparé mais en communication avec *b*, à cause de la clarté du dessin). Ce ressort est en contact direct avec la borne extérieure de prise de courant pour le fil de bougie, lorsque le moteur est

monocylindrique; il est en contact avec le distributeur du courant D, lorsque le moteur est polycylindrique (cas de la figure).

Dans ce cas l'induit porte un pignon E qui engrène avec une roue F de diamètre double. Cette roue est solidaire d'un doigt A (la roue et le doigt A sont séparés pour la clarté de la figure) en contact avec le balai P qui frictionne sur les 4 plots de cuivre noyés dans l'ébonite du distributeur D.

TABLE DES MATIÈRES

TOURS, IMPRIMERIE DESLIS FRÈRES.


89090514829
B89090514829A

